spirax sarco

Progetto “Open University”

Condense:
Ricupero
e reti di ritorno
AC/02/02

Prima edizione 2000
© Copyright Spirax-Sarco s.r.l
Via per Cinisello, 18 - Nova Milanese (MI)

SOMMARIO

SEZ. 1 - INTRODUZIONE 5

SEZ. 2 - PERCHÈ RICUPERARE IL CONDENSATO? 6

2.1 Valutazione economica 6
2.2 Costo dell'acqua 6
2.3 Limitazioni sugli scarichi 6
2.4 Massimizzazione della produzione di vapore della caldaia 7
2.5 Acqua di alimento ideale 7
2.6 Risparmio conseguito con il ricupero del condensato 7

SEZ. 3 - LINEE DI RITORNO CONDENSATO 10

3.1 Linee di adduzione del condensato agli scaricatori 10
3.1.1 Dimensionamento delle linee di adduzione dall'utenza allo scaricatore di condensa 10
3.2 Tubazioni di scarico dagli scaricatori di condensa 11
3.2.1 Dimensionamento in funzione del solo vapore di rievaporazione 13
3.2.2 Funzionamento degli scaricatori di condensa a pressioni diverse 16
3.2.3 Contropressione sugli scaricatori di condensa 17
3.2.4 Linee comuni di ritorno condense 17

SEZ. 4 - POMPAGGIO DEL CONDENSATO 19

4.1 Tipi di pompe 19
4.1.1 Elettropompe centrifughe 19
4.1.2 Pompe ad azionamento meccanico 20
4.2 Terminologia 21
4.2.1 Tensione di vapore 21
4.2.2 Battente 21
4.2.3 Pressione idrostatica 22
4.2.4 Perdite di pressione per attrito (Battente equivalente) 24
4.2.5 Battente totale sulla mandata 25

SEZ. 5 - DIMENSIONAMENTO DI UN SISTEMA DI POMPAGGIO CONDENSATO CON ELETTROPOMPA 27

5.1 Dimensionamento della CRU (unità di ricupero condensato) 27
5.2 Dimensionamento della tubazione di ritorno condensato 28

SEZ. 6 - DIMENSIONAMENTO DI UN SISTEMA DI POMPAGGIO CONDENSATO CON POMPA A PRESSIONE 29

6.1 Dimensionamento di una pompa meccanica a pressione 29
6.2 Dimensionamento della tubazione di mandata della pompa 30

SEZ. 7 - INNALZAMENTO DEL CONDENSATO E SITUAZIONE DI "STALLO" 34

7.1 Utenze con controllo di temperatura e fenomeno di stallo 34
7.2 Determinazione delle condizioni di stallo 38
7.2.1 Costruzione del diagramma di stallo 38
7.3 Condizioni di carico dello scambiatore 39

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

SEZ. 8 - RIMOZIONE DEL CONDENSATO 41

8.1 1° Esempio 42
Scelta e dimensionamento di uno scaricatore di condensa 42
Determinazione del punto di stallo (χ) 43
Scelta del tipo di scaricatore di condensa 43
Vantaggi 45
Svantaggi 45
Conclusione 45
8.2 2° Esempio 46
Determinazione del punto di stallo (x) 47
Carico al punto di stallo 48
8.3 Gruppo automatico di drenaggio 48
Scelta 48
Installazione 49
Vantaggi 49
Svantaggi 49
Conclusione 50
8.4 Combinazione pompa/scaricatore 51
Scelta dello scaricatore 51
Scelta della pompa 52
Installazione 52
Vantaggi 53
Svantaggi 53
Conclusione 53

SEZ. 9 - CONDENSE CONTAMINATE 54

SEZ. 10 - VAPORE DI RIEVAPORAZIONE 56

10.1 Quanto vapore di rievaporazione 57
10.2 Condensato sottoraffreddato e ricupero pressurizzato 57
10.3 Dimensionamento dei serbatoi di ricupero del vapore di rievaporazione 58
10.4 Requisiti necessari per l'uso appropriato del vapore di rievaporazione 59
10.5 Regolazione della pressione del vapore di rievaporazione 60

SEZ. 11 - UTILIZZAZIONI TIPICHE DEL VAPORE DI RIEVAPORAZIONE 62

11.1 Vapore di rievaporazione - disponibilità e richiesta in sincronia 62
11.2 Vapore di rievaporazione - disponibilità e richiesta non in sincronia 64
11.3 Ricupero energetico dal sistema di spurgo continuo delle caldaie 65
11.4 Condensazione del vapore mediante abbattimento a pioggia 66

SEZ. 12 - DOMANDE 68

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Nel riscaldamento di un corpo freddo con vapore si compie un trasferimento di energia dal vapore al corpo freddo, per cui il vapore si trasforma in acqua di condensa.

Il vapore cede circa il 75% dell'energia fornitagli dalla caldaia mentre il rimanente 25% circa rimane contenuto dall'acqua di condensa.

Oltre a possedere una determinata energia termica, la condensa è acqua distillata, cioè ideale per l'uso quale acqua di alimento di una caldaia.

Pertanto in un impianto efficiente si ricupererà, se economicamente conveniente, tutto il condensato disponibile da inviare al degasatore od al serbatoio di alimento della caldaia oppure da usare nel processo.

Il condensato viene ricuperato tramite scaricatori di condensa cioè è scaricato da un sistema con una determinata pressione ad un sistema a pressione inferiore rispetto al precedente. A causa della differenza di pressione parte del condensato rievapora; questo vapore viene denominato **vapore di rievaporazione**. La frazione di rievaporazione della condensa dipende dalla differenza di pressione tra il vapore e la linea di ritorno condense, ma generalmente si può considerare un 10-15% del peso del condensato.

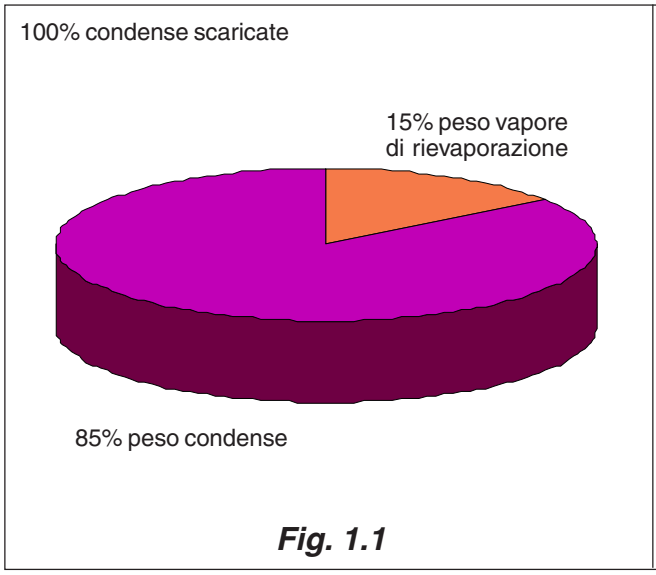


Fig. 1.1

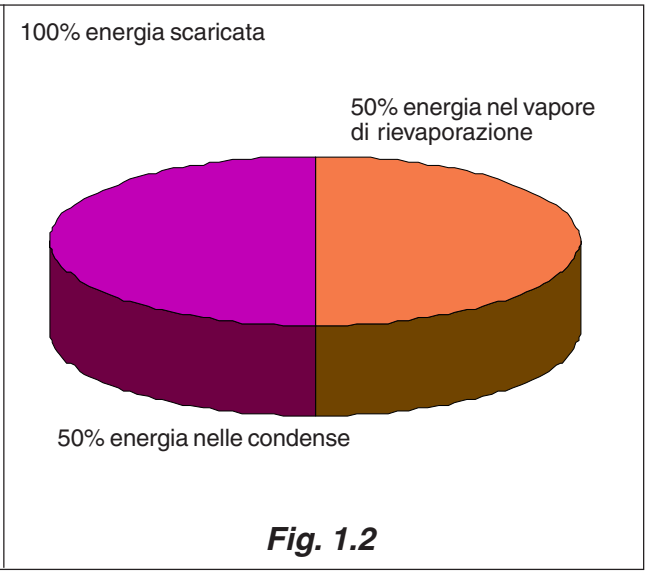


Fig. 1.2

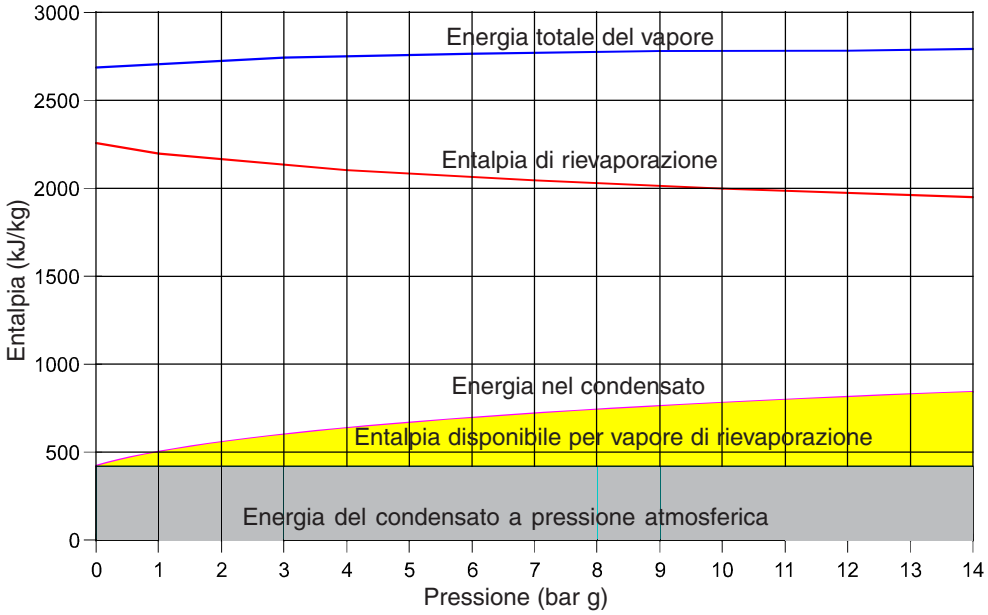
Dalla rappresentazione grafica si rileva che circa metà dell'energia del condensato (cioè il 12,5% dell'energia fornita) viene trasferita al vapore di rievaporazione.

Quindi il ricupero dell'entalpia del vapore di rievaporazione costituisce una parte essenziale dell'efficienza del sistema.

Con la denominazione **"Ricupero e utilizzo del condensato"** di questo manuale, si intende affrontare i problemi del ricupero del condensato, del trasporto e del ricupero del vapore di rievaporazione. Il nostro obbiettivo è quello di esaminare gli aspetti tecnici affrontati quotidianamente dagli esperti e di fornire semplici linee di guida agli utilizzatori occasionali.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

SEZ. 2 - PERCHÈ RICUPERARE IL CONDENSATO?



In un impianto veramente efficiente si ricupera quanto più possibile condensato caldo, formatosi per la condensazione del vapore usato dagli utilizzatori, inviandolo al sistema di alimento della caldaia. L'energia ricuperata comporta una riduzione del combustibile usato per l'alimento della caldaia. Il grafico illustra l'entalpia del vapore; ad esempio per il vapore saturo a 7 bar g:

Energia totale (dalle tavole del vapore)	=	2769 kJ/kg
Energia trasferita al prodotto per condensazione	=	2048 kJ/kg
Energia ancora presente nel condensato	=	721 kJ/kg
Percentuale dell'energia totale fornita dalla caldaia	=	721/2769 = 26%

2.1 Valutazione economica

Il condensato è un'importante risorsa per cui il suo ricupero, anche per quantità modeste, è economicamente giustificato. Perfino il ricupero del condensato da un singolo scaricatore è spesso conveniente.

Gli esempi mostrati in questa sezione dimostreranno l'entità ed il costo dell'energia disponibile nelle condense. La quantità di condensato non ricuperato deve essere rimpiazzata da acqua di integrazione la quale, per essere usata come acqua di alimento, deve essere trattata e portata alla stessa temperatura del condensato, ad esempio a 90°C.

Ne consegue che con il ricupero del condensato si riducono i costi energetici dell'impianto.

2.2 Costo dell'acqua

La quantità di condensato non ricuperato deve essere rimpiazzata da acqua di integrazione prelevata dall'acquedotto.

Con il ricupero del condensato il costo dell'acqua di integrazione viene ridotto.

2.3 Limitazioni sugli scarichi

Secondo le leggi vigenti, l'acqua ad elevata temperatura non deve essere scaricata in un collettore pubblico poiché è nociva all'ambiente e potrebbe anche danneggiare il sistema delle condutture.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Poiché l'acqua derivante dal condensato è a sensibile temperatura deve essere necessariamente trattata, prima di essere scaricata con i costi che ne conseguono.

Con il ricupero del condensato anche questi costi vengono pertanto ridotti.

2.4 Massimizzazione della produzione di vapore della caldaia

Usando acqua fredda quale acqua di alimento per la caldaia, questa avrà un'influenza negativa sulla capacità della caldaia di produrre vapore nelle richieste di punta.

La potenzialità di una caldaia si può esprimere in diversi modi, il più comune è definito "da.....a" che indica la quantità di vapore in kg/ora producibile dalla caldaia se alimentata con acqua a 100°C e se producente vapore a pressione atmosferica. E' chiaro che, a parità di combustibile, minore è la temperatura dell'acqua di alimento e minore sarà la produzione di vapore; la produzione diminuirà inoltre con il progressivo aumento della pressione di generazione.

(Ci sono altri vantaggi nell'alimentare una caldaia con acqua a più alta temperatura possibile, ma questo sarà discusso nel manuale **AC10/01 - Caldaie, caratteristiche relative, e prelievo del vapore**).

2.5 Acqua di alimento ideale

Il condensato è acqua distillata che praticamente non contiene solidi in soluzione (TDS).

Se si ricupera il condensato e lo si usa per l'alimento della caldaia viene altresì ridotto lo spurgo continuo dell'acqua di caldaia (blow-down).

Lo spurgo continuo dell'acqua di caldaia viene effettuato allo scopo di ridurre la concentrazione di solidi in soluzione; riducendo quindi questo scarico si riducono le perdite di energia termica. (Argomento discusso nel manuale **AC/10/01 Spurghi di caldaia**).

Ricuperando il condensato si riducono anche gli additivi chimici usati per il trattamento dell'acqua di alimento delle caldaie.

2.6 Risparmio conseguito con il ricupero del condensato

L'esempio seguente dimostra come si possono mediamente risparmiare almeno 11.500 **€**/anno di solo combustibile per una caldaia da 1000 kg/h che utilizza condensato di ricupero.

In questo esempio si tratterà di combustibile (nafta) con potere calorifico di 41,1 MJ/litro e si userà per l'acqua 4,186 kJ/kg K quale calore specifico.

RISPARMIO DI COMBUSTIBILE

Se il condensato ricuperato è a	**90°C**
L'acqua di integrazione è a	**10°C**
La differenza di temperatura è.....	**80°C**

Per incrementare di 80°C la temperatura dell'acqua di integrazione si richiedono per ogni kg della stessa:

1 kg x 80°C x 4,186 kJ/kg K = **335 kJ**

energia termica richiesta anche per ogni kg di condensato non ricuperato.

Supponiamo che la caldaia produca 1000 kg/h di vapore e che si ricuperi il 70% del condensato. Dobbiamo quindi usare e riscaldare il 30% (300 kg/h) di acqua di integrazione.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

L'energia necessaria per riscaldare l'acqua di integrazione a 90°C sarà:

335 kJ/kg x 300 kg/h = **100,5 MJ/h**

Se l'impianto funziona 24 h al giorno, 7 giorni la settimana e 50 settimane/anno il numero di ore da considerare sarà di 8400.

Pertanto l'energia richiesta per riscaldare l'acqua di integrazione sarà:

100,5 MJ/h x 8400 h = 844200 MJ/anno.

Il potere calorifico del combustibile (nafta) è di 41,1 MJ/litro e supponendo un rendimento della caldaia pari a 80% (0,8) si ha:

41,1 x 0,8 = **32,9 MJ/litro**

Quindi il totale annuo di combustibile necessario per riscaldare la sola acqua di integrazione sarà:

$$\frac{844200 \text{ MJ/anno}}{32{,}9 \text{ MJ/litro}} = \textbf{25660 litri/anno di nafta}$$

Se il combustibile costa 0,45 €/litro la spesa annuale necessaria sarà di:

0,45 €/litro x 25660 = **11.547 €**

Costo dell'acqua di integrazione

Totale annuo acqua di integrazione:

8400 h x 300 kg/h = 2520 t (cioè m^3)

Supponendo che l'acqua costi 1 €/m^3 la spesa annua sarà di:

2520 m^3 x 1 €/m^3 = **2.520 €**

Costo degli scarichi

Se il condensato non viene ricuperato esso deve essere scaricato in fogna quindi soggetto alla tassa di depurazione delle acque di scarico.

Il costo annuo sarà, supposto una tassa di 0,5 €/m^3:

2520 m^3 x 0,5 €/m^3 = **1.260 €**

Come detto precedentemente, il condensato è il fluido ideale quale acqua di alimento caldaie dal quale derivano i seguenti vantaggi:

1. Una maggior quantità di condensato e meno acqua di integrazione significa un minor spurgo continuo (blow-down) per il mantenimento di un certo livello del TDS (per una spiegazione completa vedasi l'apposito manuale).
2. Più condensato e meno acqua di integrazione significa una diminuzione del trattamento chimico richiesto, quindi un risparmio sul costo degli additivi chimici necessari ed inoltre una diminuzione dello spurgo continuo (blow-down) come conseguenza alla diminuita aggiunta di additivi chimici.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Nei costi calcolati nel paragrafo 2.6 non sono compresi quelli relativi al blow-down, poiché questi variano da località a località in funzione della qualità dell'acqua di integrazione. Per una caldaia da 1000 kg/h di vapore si possono stimare in 1.500 €/anno.

Quando si esegua l'analisi dei costi di uno specifico progetto tutti questi costi devono essere considerati ed inclusi.

Risparmio totale annuo:

Risparmio sul combustibile	11.547 €
Costo acqua integrazione	2.520 €
Tassa di depurazione scarichi	1.260 €
Costi relativi agli spurghi	1.500 €
Totale	16.827 €

E' quindi evidente che migliorando la gestione del condensato si può ottenere, per una caldaia da 1000 kg/h di vapore, un risparmio sulle spese di funzionamento di circa **17.000 €**.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

SEZIONE 3 - LINEE DI RITORNO CONDENSATO

Il dimensionamento delle tubazioni del condensato è influenzato da molti fattori per cui è difficile stabilire un semplice elenco di raccomandazioni cui fare riferimento essendo in gioco molte variabili quali ad esempio:

- il sistema di controllo
- la pressione di esercizio del vapore
- il tipo di scaricatori utilizzato
- il modo di installazione
- la temperatura ambiente.

Possiamo tuttavia suddividere il problema in 3 parti:

1. Linee di collegamento dagli apparecchi utilizzanti il vapore agli scaricatori

2. Linee di scarico dagli scaricatori

3. Linee di mandata delle pompe di ritorno condense

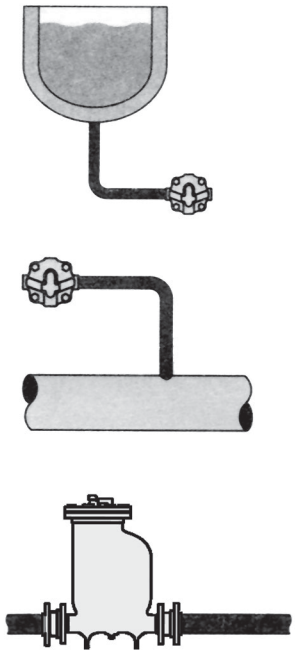


Fig. 3

Le esigenze determinabili per ciascun punto variano anche in funzione della pressione di esercizio.

3.1. Linee di adduzione del condensato agli scaricatori

In questa parte dell'impianto il condensato deve fluire dall'uscita dell'apparecchio utilizzante vapore allo scaricatore. Poichè la pressione del vapore nell'apparecchio e nello scaricatore sono uguali il condensato potrà fluire solo per gravità per cui, come regola generale, lo scaricatore deve essere installato inferiormente all'apparecchio cui è collegato.

Le tubazioni dal punto di scarico allo scaricatore di condensa devono essere installate con pendenza verso il basso. Nella tabella seguente sono riportate le portate di condensato in funzione del diametro della tubazione e della minima perdita di carico per attrito nella tubazione stessa.

Non si può supporre a priori che il diametro dello scarico dell'utenza sia quello adatto anche per la scelta dello scaricatore, poichè l'impianto e l'apparecchio potrebbero essere previsti per funzionare in condizioni diverse e variabili di pressioni e portate.

3.1.1 Dimensionamento delle tubazioni di adduzione dall'utenza allo scaricatore di condensa

Nella scelta del diametro della tubazione di scarico condensa si deve tenere presente che la quantità di condensato da scaricare non è necessariamente quella corrispondente alla portata vapore di pieno carico dell'utenza.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Infatti all'avviamento dell'impianto la portata del condensato potrebbe essere fino al doppio di quella corrispondente al carico di lavoro massimo dell'utenza.

Inoltre la tubazione di collegamento utenza-scaricatore spesso deve scaricare anche l'aria contenuta dall'utenza, spinta allo scarico dal vapore in ingresso.

La tabella sottostante è basata sull'esperienza e fornisce un metodo pratico ed attendibile per il dimensionamento della tubazione: i dati sono stati calcolati per una portata di vapore doppia rispetto a quella di pieno carico dell'utenza con una perdita di carico per attrito di 1,4 mbar/m di tubazione.

Sono pertanto comprese anche le portate di condensato formatesi all'avviamento dell'impianto che non dovranno così essere calcolate e considerate.

Diametro tubazione	Portata di lavoro raccomandata kg/h
15 mm	**110**
20 mm	**250**
25 mm	**470**
32 mm	**1020**
40 mm	**1550**
50 mm	**3000**
65 mm	**6050**
80 mm	**9350**
100 mm	**19000**

Esempio: per un carico di 2000 kg/h di vapore è prevista una tubazione di adduzione allo scaricatore di condensa di diametro pari a 50 mm.

3.2 Tubazioni di scarico dagli scaricatori di condensa

La tubazione collegata all'uscita dello scaricatore non deve solo trasportare condensato, aria o altri gas incondensabili, ma anche il vapore di rievaporazione che si genera allorchè la pressione del condensato subisce una diminuzione. Per quanto lo spazio lo permetta queste tubazioni devono avere la massima pendenza possibile verso il successivo componente dell'impianto quale:

- il serbatoio di ricupero per il vapore nascente,
- il sistema di raccolta per l'alimentazione della pompa condense
- il pozzo di ritorno condense per la caldaia o il degasatore.

Dovranno essere considerate le seguenti condizioni:

1. Avviamento

Il condensato è relativamente freddo e quindi il vapore di rievaporazione sarà scarso o inesistente; d'altra parte la portata delle condense sarà la massima ed anche una sensibile quantità d'aria sarà scaricata attraverso lo scaricatore e quindi nella tubazione di scarico assieme al condensato.

Ne consegue che la tubazione di scarico dello scaricatore dovrà essere almeno uguale in diametro all'attacco di ingresso dello scaricatore.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

2. Funzionamento in esercizio

Dopo un certo tempo la portata del condensato si assesterà al valore normale corrispondente alla portata di vapore normalmente utilizzata. In queste condizioni la temperatura del condensato aumenta fino a quella del vapore e quindi, non appena il condensato viene scaricato nella linea di trasporto condensa che è a pressione minore, si genera vapore di rievaporazione. Tenendo presente le condizioni di pressione ingresso/uscita dallo scaricatore è possibile, dal diagramma illustrato più avanti, determinare la percentuale di vapore di rievaporazione generata.

A questo punto sarà opportuno definire esattamente cosa sia il vapore di rievaporazione. Il vapore di rievaporazione si genera quando il condensato caldo ad una determinata temperatura e pressione passa ad una pressione minore.

Esempio

Si abbiano delle condense a 7 bar g ed a temperatura di saturazione (170°C) la cui entalpia è 721 kJ/kg. Allorchè questo condensato venga scaricato a pressione atmosferica (0 bar g) si ha un eccesso di energia rispetto la condizione di equilibrio dello stato liquido. Questa energia disponibile evapora una parte del condensato presente che si deve portare a 100°C.

L'argomento "vapore di rievaporazione" verrà trattato più dettagliatamente nella sez. 9 del presente manuale. Il diagramma "Quantità di vapore di rievaporazione" è utile per la determinazione della percentuale di vapore di rievaporazione generato dal condensato alle diverse condizioni di pressione.

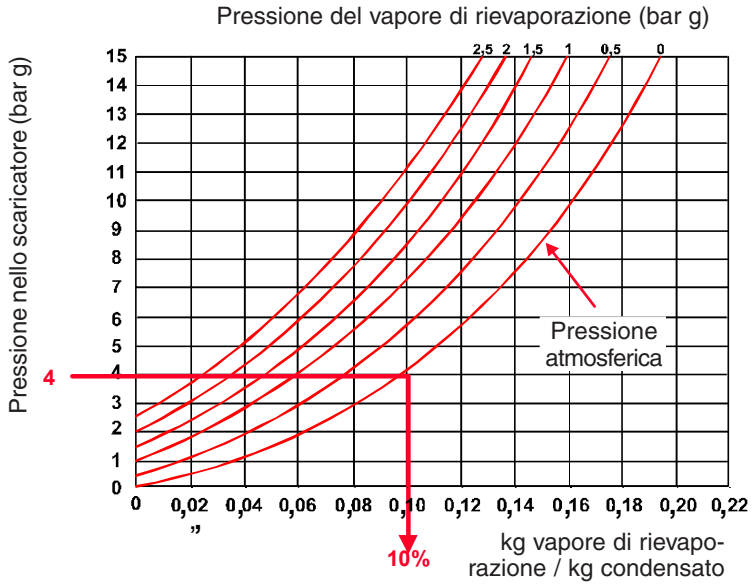

Pressione del vapore di rievaporazione (bar g)
Pressione nello scaricatore (bar g)
2,5 2 1,5 1 0,5 0
15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1 0
4
Pressione atmosferica
0 0,02 0,04 0,06 0,08 0,10 0,12 0,14 0,16 0,18 0,20 0,22
"
10%
kg vapore di rievaporazione / kg condensato

Fig. 3.2 Grafico per determinazione quantità vapore nascente

Esempio:

Determinazione della percentuale di vapore di rievaporazione mediante il diagramma:

Pressione allo scaricatore	= 4 bar g
Pressione del vapore di rievaporazione (pressione nella tubazione condensato)	= 0 bar g
% di vapore di rievaporazione	= 10%

La quantità di vapore di rievaporazione presente nella tubazione del condensato è il fattore più importante per determinare il diametro della tubazione di scarico dello scaricatore di condensa.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

3.2.1 Dimensionamento in funzione del solo vapore di rievaporazione

Per ragioni di costo, i collettori principali del condensato sono di diametro più piccolo possibile. Le tubazioni sono generalmente previste per una determinata portata di acqua, mentre in realtà il fluido scaricato da uno scaricatore di condensa è una miscela di condensa e di vapore di rievaporazione.

Non sempre si tiene conto come, in funzione della pressione a monte dello scaricatore e della pressione nella tubazione del condensato a valle di esso il vapore di rievaporazione possa essere fino a 400 volte il volume del condensato.

Questo fatto ci indica chiaramente che il sistema di ritorno delle condense deve essere dimensionato in funzione del volume del vapore di rievaporazione anzichè sul volume del condensato

Riprendiamo l'esempio precedente che ci dimostra come il 10% di condensato rievapora passando da una pressione a monte di 4 bar alla pressione atmosferica.

Esempio di dimensionamento di una tubazione condensato

Supponiamo di avere 1000 kg/h di condensato alle condizioni di pressione visti precedentemente (4 bar g monte /0 bar g valle). Questo significa che per ogni chilogrammo di condensa espulsa dallo scaricatore avremo nella tubazione di ritorno 0,1 kg di vapore a 0 bar e 0,9 kg di acqua calda.

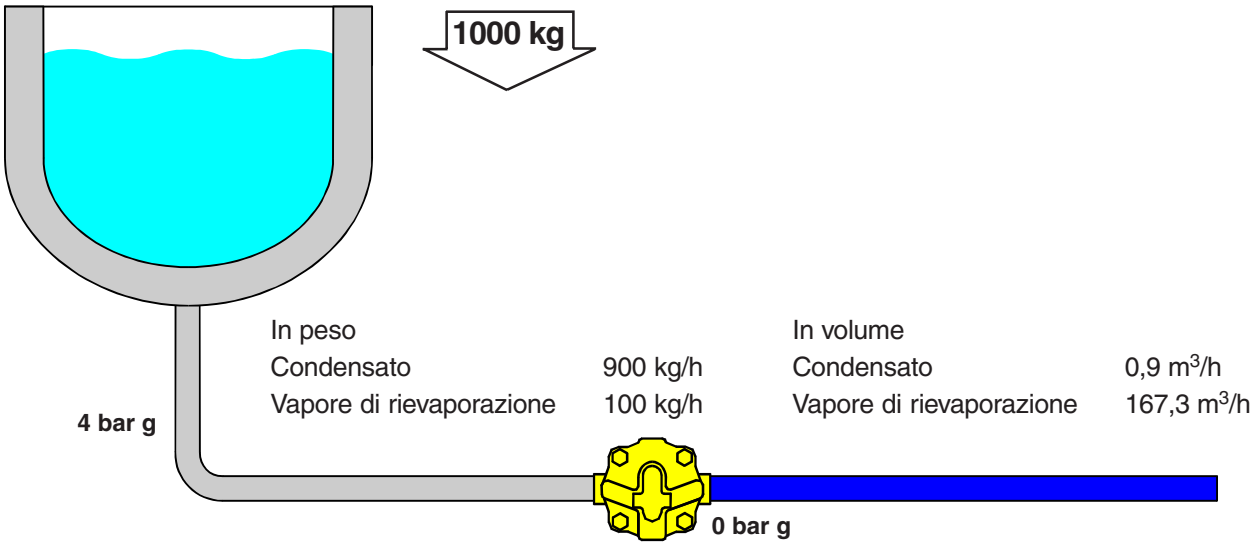


Fig. 3.2.1.1

Volume dell'acqua	= 900 l/h	= 0,9 m^3/h
Volume del vapore	= 100 kg/h	= 167,3 m^3/h
Volume totale		= 168,2 m^3/h

(Il volume specifico del vapore saturo a 0 bar g è 1,673 m^3/kg)

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

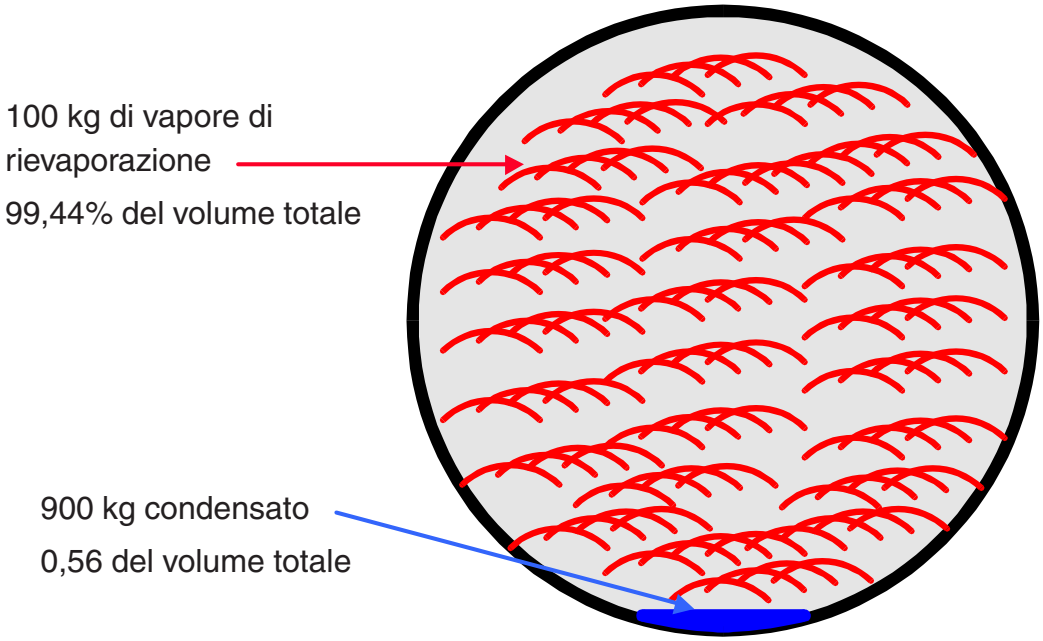


Fig. 3.2.1.2

La portata volumetrica della tubazione sarà quindi di 168,2 m^3/h in cui il vapore rappresenta il **99,44%** del volume mentre l'acqua rappresenta soltanto lo **0,56%** per cui, praticamente, **il vapore di rievaporazione occupa tutto il volume della tubazione.**

Il risultato di immettere nella tubazione di ritorno un così alto volume di vapore è quello di provocare una contropressione a valore superatmosferico che, di per se stesso, tende a contenere la quantità di rievaporazione sviluppantesi.

Tutto il condensato si raccoglierà sul fondo della tubazione determinando un flusso in movimento ad una velocità inferiore a quella del vapore; la portata di condensato, sommata a quella del vapore eguaglierà la portata di condensa passante per lo scaricatore.

Il diametro della tubazione di ritorno condense può essere calcolato in base alla portata massica del vapore di rievaporazione, quindi scelta con l'uso della tabella di cui alla pagina seguente.

Data la presenza di condensato sul fondo della tubazione, il vapore sarà saturo umido per cui non dovrà essere superata la velocità di 15 m/s se si vogliono evitare colpi di ariete ed erosioni in corrispondenza dei cambiamenti di direzione. (Vedasi la dispensa **AC 02/01 - Vapore: Reti di distribuzione).**

Considerando l'esempio sopra riportato e riferendoci alla portata del vapore di rievaporazione, il diametro della tubazione di ritorno condensato più adatto sarà:

Portata massica del vapore di rievaporazione = 0,1 x 1000 kg/h = 100 kg/h

Diametro della tubazione per 100 kg/h
alla pressione di 0 bar g nella tubazione = 65 mm
(vedi tabella)

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Portate di vapore (kg/h) nelle tubazioni con velocità di 15 m/s

Pressione a valle dello scaricatore bar g	Diametro nominale tubazioni (mm)										
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
0	6	11	18	30	42	69	98	152	262	411	594
0,1	7	12	19	33	46	76	108	166	286	450	650
0,2	7	13	21	36	50	82	117	180	310	488	705
0,3	8	14	23	39	54	88	126	194	335	526	760

Per pressioni uguali o superiori a 0,3 bar g riferirsi alla tabella per il dimensionamento delle tubazioni vapore contenuta nel "Manuale Tecnico Spirax Sarco".

Considerazioni sul dimensionamento delle tubazioni di condensato.

Sebbene i dati di cui alla precedente tabella siano teoricamente corretti, si dovranno tener presente alcune considerazioni pratiche:

1. **Controllo di temperatura.** Se l'impianto è controllato termostaticamente, la valvola di regolazione spesso, in fase di controllo, causerà una caduta di pressione pari ad almeno metà della pressione di alimentazione del vapore; a volte però la valvola automatica non è dimensionata con la perdita di carico critica e può dare anche la massima portata con caduta di pressione inferiore.

   Si ricordi quindi che più bassa è la pressione a valle della valvola, minore sarà la produzione di vapore di rievaporazione.

2. **Scaricatore di tipo termostatico.** Questi scaricatori (es. scaricatori a pressione equilibrata e scaricatori bimetallici) sono progettati per funzionare ad una temperatura **minore** della temperatura di saturazione. Secondo il tipo di scaricatore considerato questo valore di temperatura è inferiore da 10° a 50°C della temperatura di saturazione; per esempio uno scaricatore a pressione equilibrata può essere dotato di una capsula funzionante ad una temperatura di 13°C inferiore alla temperatura di saturazione. Questo naturalmente provocherà una minore produzione di vapore di rievaporazione.

   Si consideri il seguente esempio.

   Temperatura di saturazione a 7 bar g = 170,5°C

   Temperatura di taratura dello scaricatore - 13°C = 170,5 - 13 = 157,5°C

   Pressione corrispondente a 157,5°C = 5,0 bar g

   Pertanto si dovrà considerare una pressione a monte pari a 5 bar g anziché a 7 bar g. Questo permette l'impiego di una tubazione di diametro minore.

3. **Carico all'avviamento dell'impianto.** Nelle condizioni di avviamento l'impianto è freddo e quindi si ha la massima produzione di condensato. La portata di avviamento però differisce notevolmente da un impianto all'altro perchè funzione anche del tempo di preriscaldo per cui, gli impiantisti, in base alla loro esperienza ed alle diverse parti dell'impianto e dell'uso relativo, possono applicare un fattore di sicurezza indicativamente compreso tra 2 e 3 che garantisca il corretto funzionamento del sistema. Generalmente si applicano queste considerazioni per impianti con frequenti fermate e riavviamenti.

   E' possibile inoltre che non tutte le apparecchiature di un particolare impianto debbano funzionare contemporaneamente ed eventuali altre necessità peculiari dovranno essere tenute presenti. Ad esempio in una lavanderia, all'avviamento, l'acqua di lavaggio deve essere riscaldata, dopo un certo tempo vengono inseriti gli essicatori ed in seguito verrà attivata anche la stiratura.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

4. **L'uso di rievaporatori sull'impianto e di degasatori nel locale caldaia** comporta linee di ritorno condensato a pressione più alta; in questi casi è necessario controllare che l'aumento di pressione non comprometta il regolare funzionamento degli scaricatori di condensa.

L'aumento di pressione in questi casi è semplicemente dovuto alla formazione di vapore nascente nel rievaporatore oppure al sistema di funzionamento del degasatore.

3.2.2. Funzionamento di scaricatori a pressioni diverse

Sovente viene chiesto se è possibile collegare ad una linea di ritorno condensa comune scaricatori di condensa che funzionano a pressioni diverse fra loro. Si pensa che ci possa essere interferenza tra lo scarico di scaricatori a pressione alta con lo scarico di scaricatori funzionanti a pressione minore; così ragionando si trascura però il fatto che le diverse pressioni sono presenti soltanto fino al seggio degli scaricatori. All'uscita di ciascun scaricatore la pressione sarà quella esistente nella linea di ritorno e comune quindi a tutti gli scaricatori: naturalmente vi possono essere contropressioni dovute al vapore di rievaporazione, la cui formazione e quantità dipendono dal salto di pressione tra l'ambiente a monte di ciascun scaricatore e la tubazione comune di ritorno condensato. Vedasi la figura sottostante.

Se la tubazione comune di ritorno condensato è però sottodimensionata è certamente possibile che la contropressione aumenti in modo tale da limitare o perfino inibire lo scarico degli scaricatori funzionanti a pressione minore.

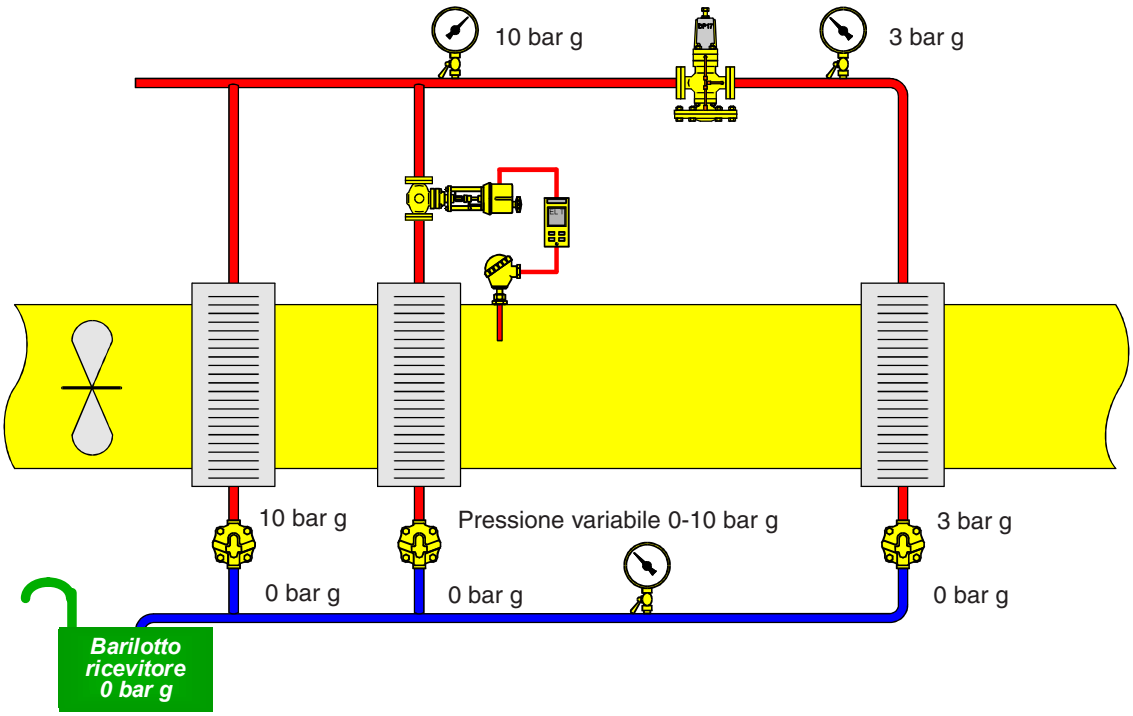


Fig. 3.2.2

Condense provenienti da diverse pressioni e convogliate ad una linea di ritorno comune.

Praticamente ciascuna linea di scarico dallo scaricatore alla tubazione comune di ritorno dovrebbe essere dimensionata in base alle quantità di condensato e relativo vapore di rievaporazione imponendo velocità congrue, tali cioè che assicurino lo scarico anche agli scaricatori funzionanti a pressioni più basse.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

3.2.3 Contropressione agli scaricatori

La contropressione relativa alle tubazioni di collegamento tra scaricatore e tubazione comune di ritorno condensato è la somma di almeno 3 componenti:

1. La pressione esistente al termine della linea di ritorno delle condense, oppure la pressione nel serbatoio nel quale scarica la linea di ritorno condensato.
2. Il battente idrostatico gravante sullo scaricatore imposto dalla necessità di innalzare il condensato, per esempio da uno scaricatore installato ad un livello inferiore rispetto la linea di ritorno condensato. Un innalzamento di 10 m costituisce una contropressione di 1 bar, quindi 1 m corrisponde alla contropressione di 0,1 bar.
3. Le resistenze per attrito dovute al flusso del condensato, dell'aria e del vapore di rievaporazione.

3.2.4. Linee comuni di ritorno condense

Se la tubazione comune di ritorno condense è adeguatamente dimensionata il convogliamento di un certo numero di scaricatori di condensa non è certamente fonte di problemi di funzionamento. Bisogna però prestare attenzione ai collegamenti fra gli scaricatori e la tubazione di ritorno. Per esempio, derivazioni a T con T aperto (cioè con angoli maggiori di 90°) sono da preferire alle derivazioni perpendicolari (cioè con angoli a 90°) in quanto evitano erosioni dovute alle alte velocità del vapore di rievaporazione e del condensato in uscita da scaricatori specialmente quando lavorino con funzionamento a raffica (scaricatori a secchiello rovesciato o termodinamici).

Problemi possono invece sorgere quando il condensato venga scaricato in una tubazione di ritorno allagata, cosa abbastanza comune quando si effettua il drenaggio di tubazioni di vapore. Generalmente la tubazione servita dalla pompa di ritorno condense ha un percorso contiguo alla tubazione del vapore e quindi viene molto facile collegare l'uscita degli scaricatori a servizio della tubazione vapore, od anche altri, direttamente sulla tubazione del condensato.

Poichè compito di ogni scaricatore di linea è quello di scaricare la condensa immediatamente senza consentirne il ristagno, si sceglie in genere un apparecchio che scarichi a temperatura uguale od il più vicino possibile alla temperatura del vapore.

Il condensato, alla temperatura di saturazione, genera il massimo del vapore nascente nella tubazione di ritorno condensato e poichè il vapore di rievaporazione possiede un volume relativamente grande spingerà violentemente la condensa presente verso lo scarico. Le bolle di vapore che vanno verso lo scarico collassano velocemente non appena vengono in contatto con il condensato a temperatura inferiore oppure con la parete più fredda della tubazione. Entrambi questi effetti portano alla formazione di **colpi di ariete.**

La soluzione migliore di questo problema è quella di evitare il collegamento diretto dello scaricatore alle tubazioni allagate e quindi convogliare condensato e vapore di rievaporazione nel punto più vicino di raccolta, come mostrato nella figura seguente.

Se questo non è praticamente possibile, una seconda soluzione può essere quella di usare scaricatori di tipo termostatico (per esempio a pressione equilibrata) che trattengono il condensato fintanto che non si sia sottoraffreddato. Naturalmente per evitare che parte della condensa permanga nella tubazione vapore è essenziale prevedere una capace tasca di raccolta costituita da un tronchetto avente diametro pari alla tubazione del vapore ed un tratto di collegamento allo scaricatore con tubo non coibentato lungo 2-3 m. Il tubo di collegamento provvederà a contenere ed a raffreddare la condensa fino alla temperatura di funzionamento dello scaricatore.

Un'altra possibilità è quella di usare uno scaricatore a galleggiante la cui caratteristica è quella di assicurare uno scarico continuo più facilmente assorbibile senza ulteriori problemi dalla tubazione di ritorno condense anche se allagata ed a temperatura inferiore.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

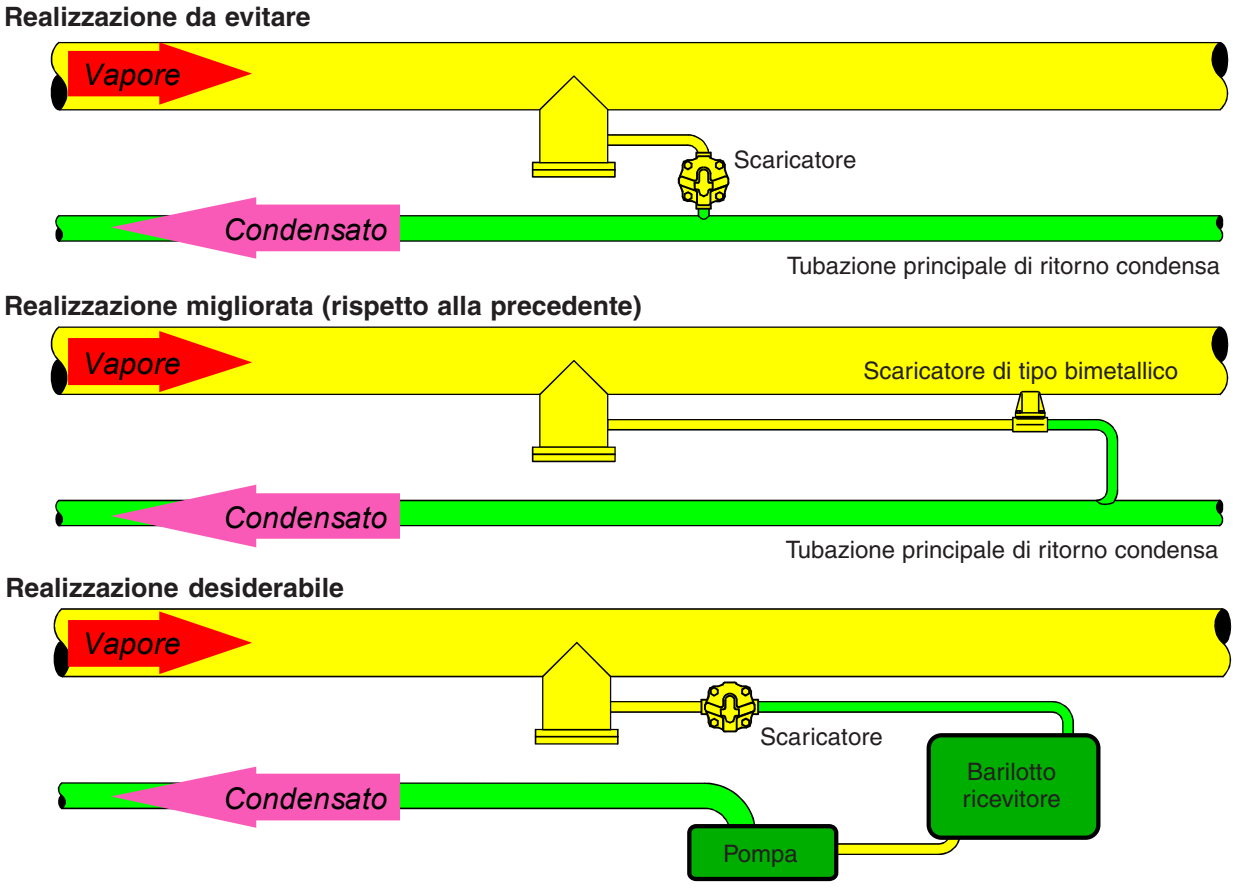


Fig. 3.2.4

Nota: Và tenuto presente che le soluzioni ipotizzate sono ragionevoli compromessi, indicati per evitare errori gravi di installazione mentre và sempre tenuto presente che l'obiettivo ideale è di assicurare una caduta per gravità della condensa dallo scaricatore al ricevitore.

La contropressione infatti riduce la portata dello scaricatore, e questo diviene evidente soprattutto con bassa pressione a monte; è inoltre importante ricordare che l'avviamento dell'impianto diventa più difficoltoso non soltanto per la minor capacità di scarico ma anche per una notevole difficoltà nell'eliminazione dell'aria: si possono così avere sia problemi di regolazione sia colpi di ariete per gli apparecchi d'utenza nei quali viene controllata la temperatura.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

4.1 Tipi di pompe

Il vapore di rievaporazione, una volta separato dal condensato, può essere usato in un sistema di ricupero oppure può essere sfiatato all'atmosfera. Il rimanente condensato caldo viene generalmente pompato al serbatoio di alimento della caldaia oppure al degasatore; il pompaggio viene effettuato per varie ragioni fra cui:

1. L'impianto od il locale nel quale sono installate le utenze sono lontani dal locale caldaia;
2. Il condensato deve essere innalzato ad un livello più alto di quello di utilizzo;
3. Il processo che utilizza il vapore può avere utenze con pressione molto bassa, oppure nelle quali si può verificare una pressione negativa (funzionamento sotto vuoto).

La tubazione di mandata della pompa convoglierà soltanto la fase liquida e dovrà essere dimensionata senza tenere conto del vapore di rievaporazione per la portata corrispondente al dato di targa della pompa stessa.

Per tubazioni di una certa lunghezza (oltre 100 m) si devono considerare sia le perdite di carico per attrito che l'inerzia della massa liquida: la velocità della condensa nella linea di ritorno sarà sensibilmente più elevata rispetto la velocità della stessa nel tratto di adduzione allo scaricatore.

Benchè quanto sopra porti a minimizzare le dimensioni della tubazione di mandata della pompa, bisogna prestare attenzione a che le perdite di carico per attrito non aumentino in modo tale da compromettere le capacità e la funzionalità della pompa del condensato.

Il pompaggio delle condense può essere realizzato usando due differenti tipi di macchine, ciascuna con i propri pregi e campi di applicazione.

4.1.1 Elettropompe centrifughe

Le pompe centrifughe utilizzano la forza centrifuga per imprimere una forte velocità al liquido pompato e quindi trasformano parte di questa energia cinetica in pressione. La pompa è formata da un corpo, generalmente a forma di chiocciola, nel mezzo del quale su un asse, mosso da un motore primo, è montata una girante, cioè una ruota con palette particolari la cui rotazione imprime al liquido la velocità (e quindi la pressione) desiderata.

Il liquido entra nella pompa (lato aspirazione) ed è diretto al centro (chiamato anche "occhio") della girante sulla quale sono montate le palette che imprimono al liquido aspirato una forte energia cinetica. L'area fra la girante e corpo della pompa aumenta gradualmente verso l'uscita della pompa stessa per cui la velocità del liquido diminuisce dando luogo ad una trasformazione di energia con aumento quindi della pressione. Un altro modo per generare la trasformazione dell'energia cinetica in pressione è quello usato dai diffusori a palette. In questo caso la variazione di sezione è realizzata con la sagomatura di palette ricavate sul corpo della pompa. La pompa di tipo centrifugo è la macchina più comune ed è adatta a molteplici applicazioni compresa la circolazione di acqua calda e fredda: spesso viene impiegata anche per il ricupero del condensato.

Questo tipo di pompe è il più adatto per il ricupero di grandi quantità di condense, ad esempio, da un punto di raccolta del condensato proveniente da numerose utenze.

Nel pompaggio di condensato con temperatura vicina alla temperatura di saturazione possono sorgere problemi di cavitazione.

La scelta della pompa necessaria all'applicazione è relativamente semplice. Le elettropompe sono generalmente montate su una struttura chiamata Unità di Ricupero Condensato CRU (dall'inglese Condensate Recovery Unit) che comprende:

- Un serbatoio ricevitore della condensa
- Un sistema di controllo del livello azionato da sonde o galleggianti
- Una o più pompe.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Nel caso di pompa singola la portata della pompa scelta sarà circa 1,5 volte la portata nominale del condensato relativa all'applicazione.

Nel caso di unità con 2 pompe la portata scelta per ciascuna pompa potrà essere 1,1 volte la portata nominale di condensa dell'applicazione ed il sistema di controllo verrà realizzato per un controllo in "cascata": ciascuna pompa può essere selezionata quale pompa "principale" mentre l'altra diventa "di riserva" ed entra automaticamente in funzione quando:

- la pompa principale si ferma per guasto o viene fermata per altri motivi;
- la pompa in servizio non è sufficiente a smaltire la portata del momento (per cui si raggiunge il livello di secondo intervento);
- all'avviamento del sistema durante il quale, come visto precedentemente, ci siano maggiori quantitativi di condensa da ricuperare;
- sia necessario garantire condizioni di sicurezza e di continuità di funzionamento dell'impianto.

E' molto importante che il progettista del sistema valuti attentamente questi punti e sia a conoscenza delle caratteristiche della CRU attraverso le specifiche del costruttore per evitare, tra l'altro, possibili sottodimensionamenti della tubazione di mandata della pompa.

4.1.2 Pompe ad azionamento meccanico

Le pompe meccaniche (con azionamento mediante fluido in pressione) possono essere impiegate in quasi tutti i casi di applicazione delle elettropompe; esse sono particolarmente adatte per il pompaggio del condensato.

Sono costituite da un corpo metallico nel quale il condensato si riversa per gravità: il corpo contiene un galleggiante ed un meccanismo automatico che aziona un gruppo di valvole le quali permettono l'entrata del fluido motore (generalmente possono essere usati vapore od anche aria compressa od altri gas) ed alternativamente lo sfiato dello stesso. Viene così generata un'azione ciclica.

Allorchè il vapore pressurizza il corpo pompa, il condensato contenuto è forzato in uscita nella tubazione di mandata attraverso la valvola di non ritorno dello scarico. Il meccanismo quindi inverte la posizione delle valvole depressurizzando il corpo pompa e permettendo così di nuovo l'ingresso delle condense. (Per una dettagliata spiegazione del funzionamento di questo tipo di pompe vedasi il relativo manuale).

La pompa meccanica non richiede energia elettrica, non contiene tenute rotanti o a premistoppa che si possano consumare ed essere soggette a perdite o motori elettrici che possano bruciare. Richiede solo installazione adeguata, manutenzione minima e può pompare condensato a temperatura di saturazione senza problemi di cavitazione. In sistemi pressurizzati (a circuito chiuso) si può facilmente pompare condense a temperatura superiore a 100°C, inoltre possono rimuovere le condense da utenze sotto vuoto, cosa che è molto difficile e costosa con una elettropompa.

Poichè queste pompe eseguono funzioni cicliche vi è necessità di disporre di un sistema ricevitore con piccolo accumulo della condensa per garantire la ricezione del condensato anche durante il ciclo di mandata quando l'ingresso alla pompa è temporaneamente interdetto.

Generalmente le pompe meccaniche non hanno portate molto elevate come previsto per le elettropompe, ma sono particolarmente adatte in situazioni in cui:

- il condensato è a pressione subatmosferica
- vi è poca disponibilità di spazio per l'installazione: serbatoio ricevitore limitato e spazio circostante minimo (richiesta di manutenzione quasi inesistente)
- devono essere installate in aree definite "pericolose" (pericolo di incendio od esplosione od atmosfere corrosive, particolarmente umide, polverose, ecc.)

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

- non si dispone di energia elettrica.

Nello stesso modo delle elettropompe anche le pompe meccaniche possono essere parte di una CRU. Questa struttura comprende, in questo caso, un serbatoio di ricevimento condensa ed una pompa meccanica. Non è necessario alcun sistema di controllo in quanto la pompa funziona in modo autonomo, completamente automatico e solo quando è necessario, cioè solo quando vi è disponibilità di condensato nel serbatoio ricevitore.

La scelta della pompa più adatta alle portate di condensa da ricuperare richiede attenzione su alcuni punti: la pompa funziona ciclicamente, cioè si riempie e successivamente si svuota, pertanto la portata istantanea nella tubazione può essere parecchie volte maggiore della portata media oraria; per questa ragione nel dimensionamento della tubazione di ritorno condensato si dovrà tenere conto della portata istantanea caratteristica della pompa.

I metodi di scelta di un'elettropompa o di una pompa meccanica per una data applicazione sono significativamente diversi. Prima di trattare questo argomento e di vedere alcuni esempi è utile ricordare il significato di alcuni termini e cosa significano nello specifico contesto di pompaggio del condensato.

4.2 Terminologia

4.2.1 Tensione di vapore

Questo termine è usato per definire la pressione corrispondente alla temperatura in cui si ha l'ebollizione e la conversione da liquido a vapore.

a 1 bar ass. l'acqua bolle a 100°C

a 7 bar g l'acqua bolle a 170,5°C

Nel pompaggio delle condense la pressione del vapore è molto importante, poichè il condensato ha generalmente una temperatura vicina al proprio punto di ebollizione e questo può creare problemi circa l'uso di pompe centrifughe; infatti al condensato aspirato dalla pompa viene impressa nella girante una forte accelerazione con la conseguenza che nel liquido si genera una caduta di pressione; quando questa caduta di pressione porta il condensato ad una pressione inferiore a quella di saturazione per la temperatura che possiede, si avrà una ebollizione del liquido e parte di esso verrà trasformato in bolle di vapore; si avrà in pratica il fenomeno della rievaporazione.

Queste bolle di vapore insieme al condensato che le trasporta raggiungono successivamente una pressione pari a quella di mandata della pompa. A questa nuova pressione, sensibilmente superiore a quella in cui si è formata l'evaporazione, le bolle di vapore implodono rapidamente poichè a pressione maggiore di quella di saturazione. L'implosione di queste bolle causa dei vuoti che vengono rapidamente riempiti dal condensato con un notevole aumento di pressione localizzata che si manifesta con violenti impatti sulle superfici metalliche.

Questo fenomeno si chiama cavitazione e può provocare notevoli danni in breve tempo sia alla girante che al corpo della pompa; è inoltre causa di rumori fastidiosi simile a quello di un lancio di ghiaietto contro una lamiera.

I costruttori spesso raccomandano di non usare elettropompe per il pompaggio di condense con temperature superiori ai 98°C. Alcuni limitano la temperatura da 94°C a 96°C.

4.2.2 Battente

Il termine **"battente"** è usato in ingegneria per indicare l'energia potenziale di un determinato

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

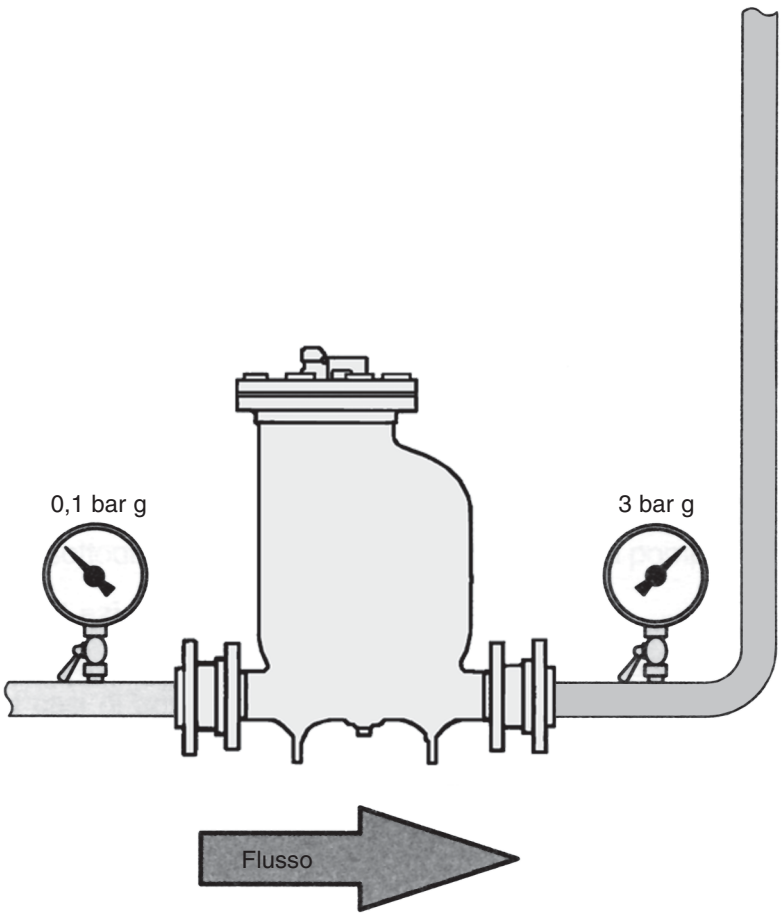


Fig. 4.2.2

fluido in un determinato punto dell'impianto. Il battente si può misurare in diversi modi. Un modo comune è la misura della pressione del fluido in un determinato punto dell'impianto

Ad esempio nella figura 4.2.2 la pompa deve scaricare contro un battente di 3 bar g mentre sull'aspirazione vi è un battente di 0,1 bar g.

4.2.3. Pressione idrostatica

Il secondo modo di misurare un battente è la pressione idrostatica cioè l'altezza del liquido sovrastante un determinato punto dell'impianto.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

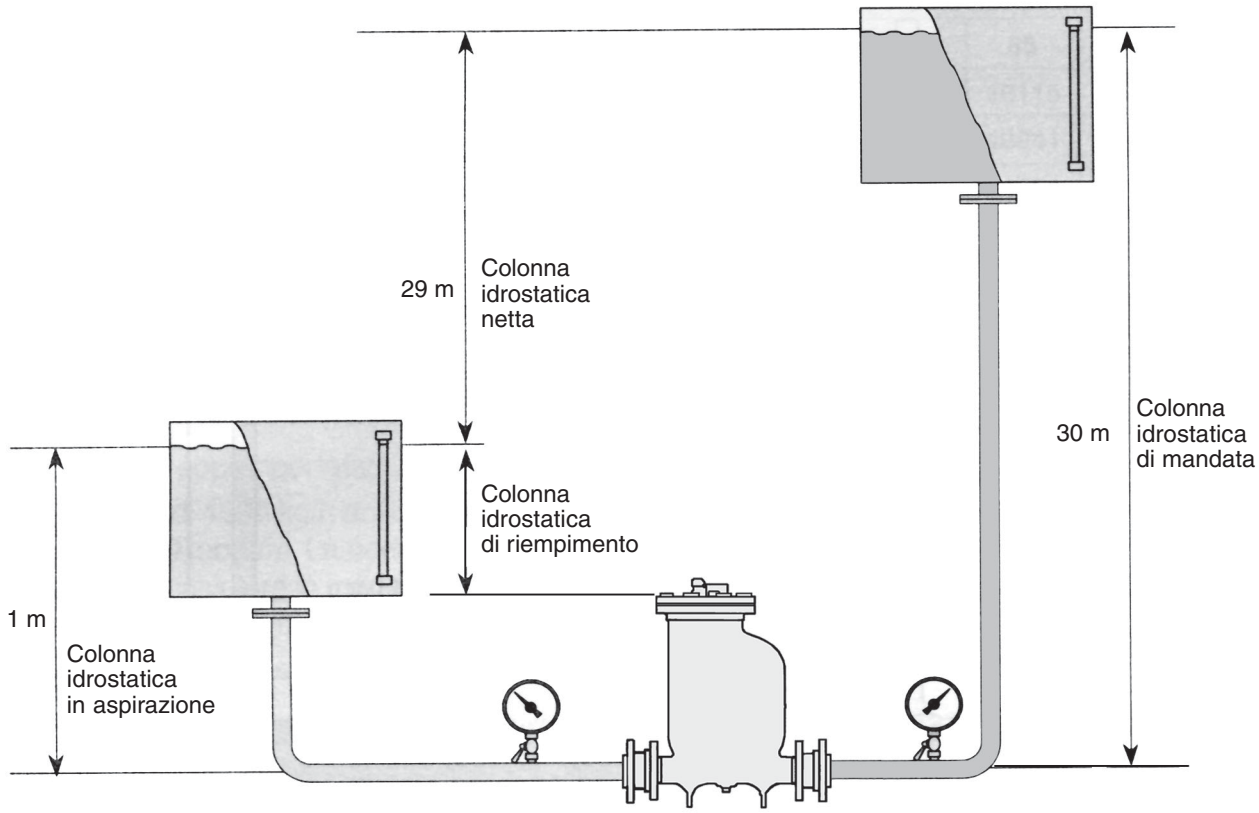


Fig. 4.2.3.1

Nella figura 4.2.3.1 la pompa è alimentata con un battente statico (detto anche battente statico sull'aspirazione) di 1 m e scarica contro un battente statico (detto anche battente statico sulla mandata) di 30 m.

In questa figura si nota che il livello del serbatoio di alimentazione è sopraelevato rispetto al punto di aspirazione della pompa (questa disposizione è chiamata "aspirazione allagata o sotto battente") cosicchè questa altezza verrà sottratta al battente statico di mandata per ottenere il battente statico netto contro il quale la pompa è chiamata a funzionare.

Questa disposizione sarà sempre il caso di una pompa per condensato, sia elettrica che a pressione, per differenti ragioni:

- nel caso di una elettropompa, se il serbatoio di alimentazione è situato sotto la pompa (situazione chiamata "installazione in aspirazione") ci sarà inevitabilmente una caduta di pressione all'ingresso della pompa e quasi certamente vi sarà cavitazione.
- nel caso di una pompa a pressione la colonna d'acqua sovrastante l'ingresso della pompa provvede all'energia necessaria al riempimento della pompa.

Nel caso in cui il fluido in questione sia acqua, 1 bar di battente equivale approssimativamente ad una colonna idrostatica di 10 m.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

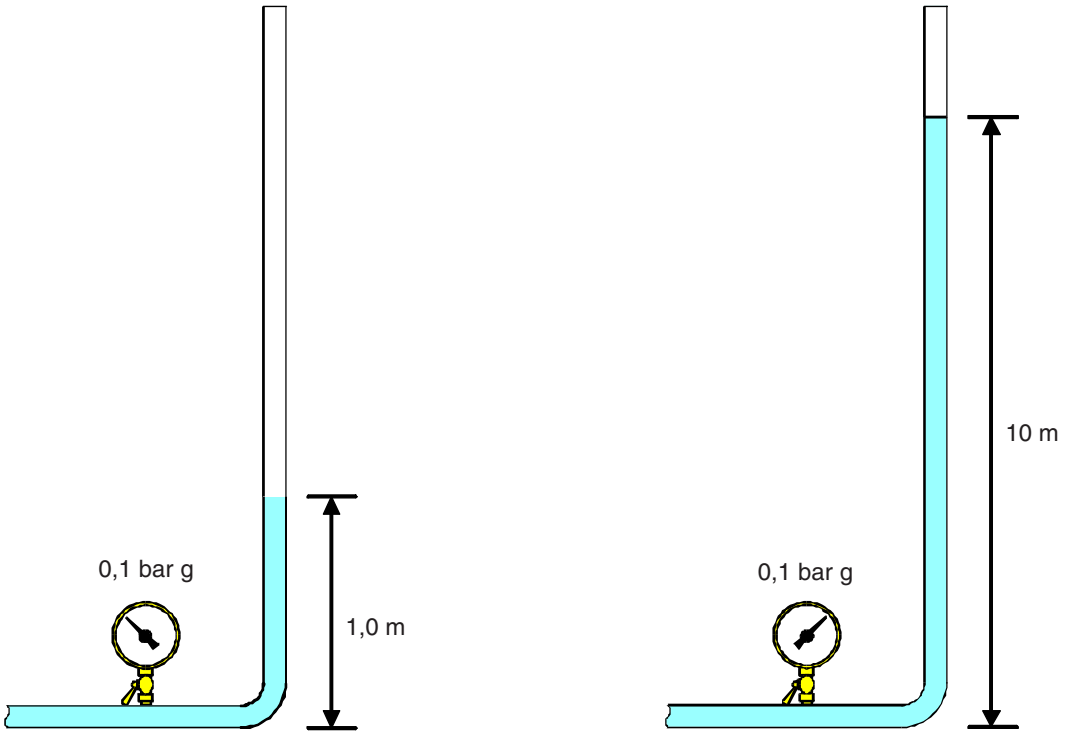


Fig. 4.2.3.2

4.2.4. Perdite di pressione per attrito

La caduta di pressione dovuta all'attrito si genera trasportando un fluido in una tubazione. Per rendere compatibile la misura della caduta di pressione per attrito con la pressione idrostatica essa viene espressa come equivalente ad una pressione idrostatica aggiuntiva.

La perdita di carico per attrito, in funzione della portata del fluido, del diametro e della lunghezza della tubazione può essere ricavata dalle apposite tabelle (vedasi ad es. la tabella seguente). Per essere più precisi deve essere computata anche la perdita di carico dovuta alla raccorderia od altri componenti montati sulla tubazione. Sono disponibili apposite tabelle nelle quali sono riportate le perdite di carico dovute ai vari tipi di raccorderia, valvole o quant'altro montato sulla tubazione, espresse in lunghezza equivalente di tubazione diritta che si somma alla lunghezza effettiva della tubazione per avere la "lunghezza totale equivalente". In pratica è molto raro che la lunghezza aggiuntiva per attrito dovuta a curve, raccorderia od altro superi il 10% della lunghezza effettiva della tubazione; si può in pratica applicare questa regola:

lunghezza totale equivalente (le) = lunghezza effettiva + 10%.

Quasi certamente il progettista di un impianto a vapore utilizzerà, nel realizzare il progetto, i dati del costruttore delle pompe e le relative indicazioni, inclusi fattori vari.

Per quanto riguarda gli esempi contenuti nel presente manuale utilizzeremo il 10% della lunghezza equivalente per tenere conto di queste perdite per attrito occasionali e localizzate.

La caduta di pressione dovuta all'attrito è dovuta principalmente alla velocità del fluido nella tubazione. Semplificando, si può dire che la perdita di carico per attrito aumenta con un fattore proporzionale al quadrato della velocità.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Portate di acqua kg/h nelle tubazioni e perdite di carico per attrito

Perdita di carico		Diametro tubazione (mm)								
Pa/m	**mbar/m**	**15**	**20**	**25**	**32**	**40**	**50**	**65**	**80**	**100**
100	1,0	180	418	785	1701	2590	4990	10115	15649	31879
114	1,14	194	450	845	1832	2790	5366	10841	16828	34247
118	1,18	198	457	857	1890	2830	5443	11022	17055	34746

Esempio:

Sia una tubazione di mandata acqua di 50 mm di diametro, lunghezza 150 m, portata 5000 kg/h. Quale sarà la sua perdita di carico per attrito?

Lunghezza totale equivalente (le) = 150 m + 10% = 165 m

dalla tabella soprariportata:

una portata di 4990 kg/h di acqua in una tubazione da 50 mm comporta una perdita di carico per attrito di 1,00 mbar/m. La portata in questione è leggermente superiore a quella tabulata e sebbene si possa calcolare in modo abbastanza preciso per interpolazione, assumeremo una perdita di carico di 1,05 mbar/m.

La perdita di carico sarà quindi :

165 m x 1,05 mbar/m = 173,25 mbar cioè 0,17325 bar.

La pressione idrostatica equivalente sarà, se consideriamo 1 bar = 10 m,

0,17325 bar = 1,7325 m di colonna d'acqua.

4.2.5. Battente totale sulla mandata

Il battente totale sulla mandata, h_t, al quale deve far fronte la pompa sarà, ovviamente, la somma di:

- pressione richiesta per l'innalzamento dell'acqua al livello richiesto
- pressione richiesta per trasportare l'acqua nella tubazione

$$h_t = h_s + h_f .$$

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

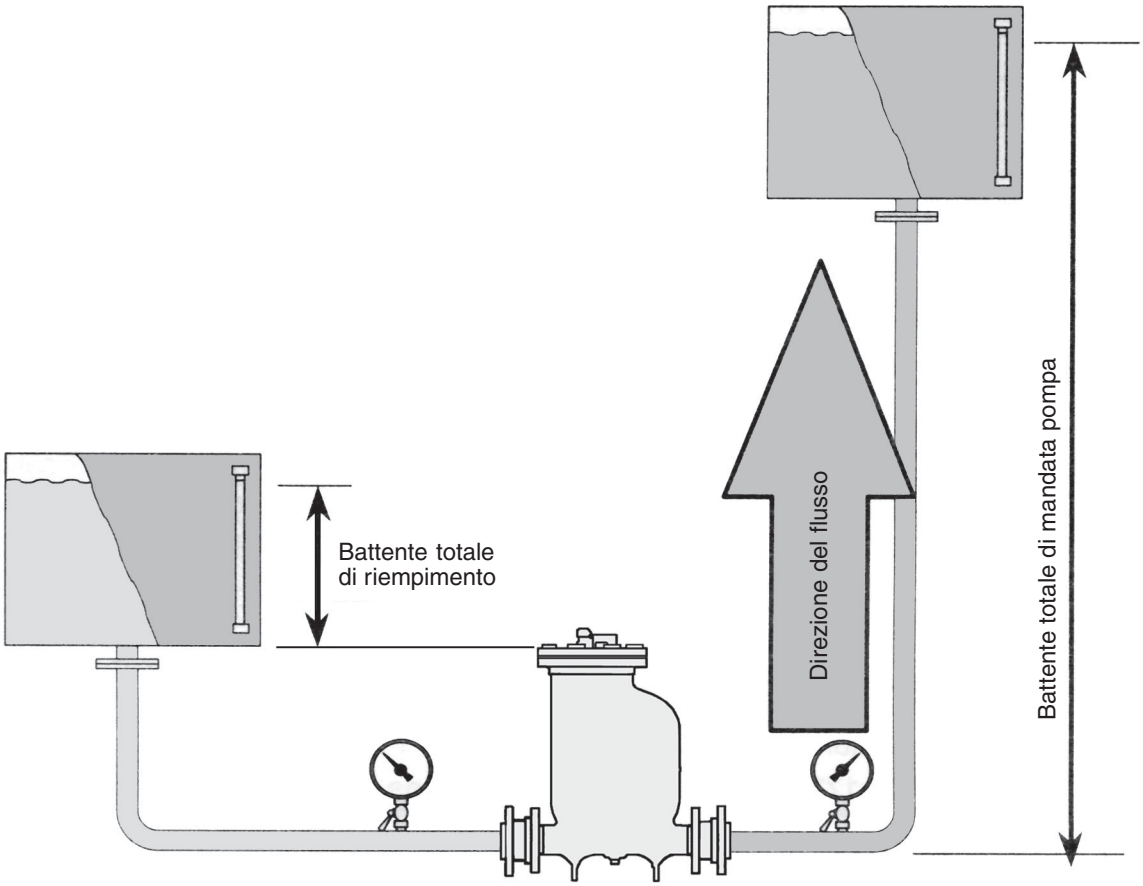


Fig. 4.2.5

Rifacendoci all'esempio precedente:

battente totale richiesto = battente statico totale + battente statico equivalente alla perdita di carico per attrito

= 29 m + 1,7325 m = 30,7325 m.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

5.1 Dimensionamento della CRU (Unità di ricupero condensato)

Per dimensionare una CRU con elettropompa occorre conoscere:

- La portata delle condense in kg/h che è convogliata nel ricevitore al carico nominale (il fattore che tiene conto del carico all'avviamento dell'impianto è già compreso nei dati del costruttore dell'unità).
- La temperatura del condensato. Essa deve essere inferiore a 98°C per evitare problemi di cavitazione; alcuni costruttori dispongono di pompe con diversi tipi di girante adatte a temperature differenziate, ad es. 90°C, 94°C e 98°C.
- Il battente totale da superare alla mandata che deve essere calcolato come indicato nella sez. 4.
- La portata di mandata della pompa in modo da dimensionare adeguatamente le tubazioni di ritorno condensato. **Assicurarsi che i dati del costruttore della CRU siano conformi alle necessità del sistema.**

Esempio:

Temperatura condensato	94°C
Portata del condensato da ricuperare	1000 kg/h
Battente idrostatico richiesto	30 m
Lunghezza tubazione di ritorno condensato	150 m

Con i dati così definiti si può procedere ad una prima selezione della CRU usando il seguente diagramma del fornitore:

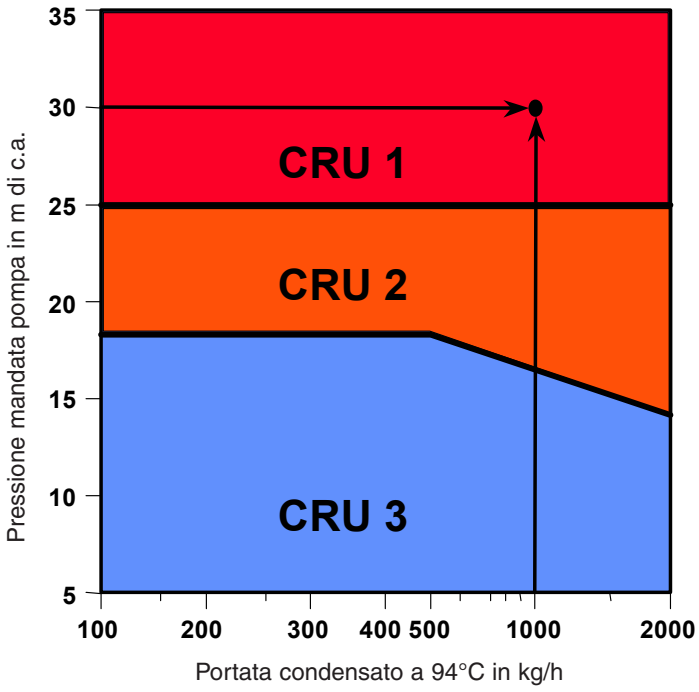


Fig. 5.1

Scegliere l'unità CRU 1

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

5.2 Dimensionamento della tubazione di ritorno condensato

Dal diagramma usato per la scelta si ricava che la CRU 1 è prevista per trattare 2000 kg/h di condensato, logicamente quindi la pompa deve pompare almeno 2000 kg/h (poichè nel nostro caso si devono pompare solo 1000 kg/h, la pompa avrà lunghi periodi di inattività).

Dai dati del costruttore ricaviamo che questa pompa ha una capacità di pompaggio di 1,5 volte la portata massima indicata nel diagramma, cioè:

1,5 x 2000 kg/h = 3000 kg/h

Questa portata oraria dovrà essere utilizzata per dimensionare la tubazione di ritorno del condensato.

Come mostrato nell'esempio della sez.4 è ora possibile determinare la dimensione ottimale della tubazione di ritorno:

Lunghezza della tubazione 150 m

Lunghezza equivalente 150 m + 10% = 165 m

Portate di acqua kg/h nelle tubazioni e perdite di carico per attrito

Perdita di carico		Diametro tubazione (mm)								
Pa/m	mbar/m	15	20	25	32	40	50	65	80	100
100	1,0	180	418	785	1701	2590	4990	10115	15649	31879
114	1,14	194	450	845	1832	2790	5366	10841	16828	34247
118	1,18	198	457	857	1890	2830	5443	11022	17055	34746
131	1,31	209	484	907	1996	2994	5761	11657	18053	36742
137	1,37	215	497	931	2018	3071	5906	11948	18507	37667

Dalla precedente tabella delle perdite di carico ricaviamo che, usando una tubazione di 40 mm di diametro e per una portata di 3000 kg/h, avremo una perdita di carico per attrito compresa tra 1,31 e 1,37 mbar/m: assumiamo per il nostro caso 1,32 mbar/m.

La perdita di carico per attrito (h_f) sarà:

= 1,32 mbar/m x 165 m

= 217 mbar

= 2,170 m

Il battente totale idrostatico richiesto per la nostra pompa sarà:

battente idrostatico per innalzamento 30 m + perdita per attrito 2,17 m = 32,17 m.

Controlliamo che il battente totale richiesto sia compreso nel battente massimo indicato nel diagramma di selezione della CRU - in questo caso è confermato ma se il battente totale richiesto fosse superiore a quello massimo fornibile dalla CRU si possono prendere due diverse decisioni:

1) rifare i calcoli adottando una tubazione di ritorno di diametro maggiore di 40 mm oppure
2) scegliere una CRU con maggiore prevalenza.

Sarà inoltre necessario verificare quale sarà la massima velocità del condensato nella tubazione scelta per la mandata della pompa (si vedrà come operare nella successiva sez. 6.2).

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

6.1 Dimensionamento di una pompa meccanica a pressione

Per scegliere la pompa più adatta ad una applicazione pratica occorre conoscere:

- La portata del condensato in kg/h al carico nominale di lavoro che viene convogliata nel serbatoio ricevitore
- La pressione del fluido motore (vapore od aria compressa) disponibile
- Il battente sull'aspirazione della pompa
- Il battente statico h_s e la perdita di carico per attrito h_f sulla mandata della pompa.

Le capacità di questo tipo di pompe variano da costruttore a costruttore, esse sono generalmente definite in base a prove pratiche di laboratorio e poi tradotte in fattori e nomogrammi.

Vediamo un esempio:

- Portata del condensato — 2500 kg/h
- Pressione del fluido motore disponibile per il funzionamento della pompa (vapore) — 6,9 bar g
- Battente statico tra mandata pompa e tubazione ritorno condensato (innalzamento verticale) — 10 m
- Pressione nella tubazione di ritorno del condensato (escluso il battente di innalzamento) — 0,7 bar g
- Battente statico su aspirazione pompa — 0,6 m
- Lunghezza della tubazione di mandata pompa — 150 m

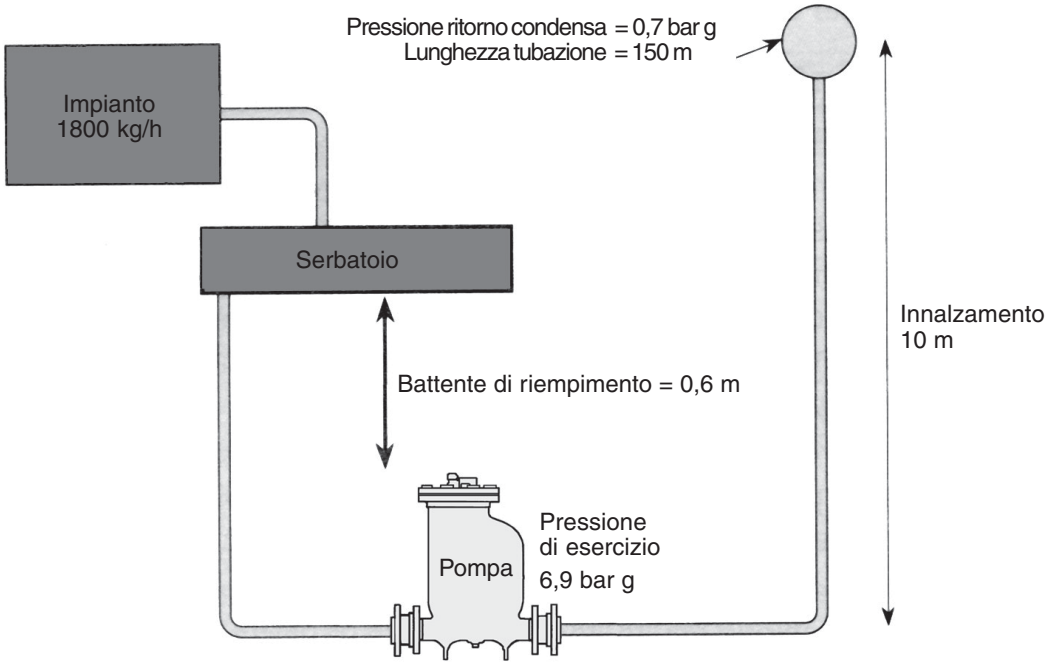


Fig. 6.1

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Procediamo come segue:

1. Calcoliamo la contropressione sulla mandata della pompa = (10 m innalzamento x 0,1 bar/m) + 0,7 bar pressione nella tubazione di ritorno = 1,7 bar g.

2. Dalla tabella seguente, con 6,9 bar g di pressione di ingresso del fluido motore e 2,8 bar g di contropressione, valore più prossimo a quello del nostro caso 1,7 bar g, scegliamo una pompa da 2" che dà una portata di 2750 kg/h.

Pressione di ingresso	**Contropressione**	**Capacità kg/h**			
		Misura pompa			
bar g	**bar g**	**1"**	**1½"**	**2"**	**3" x 2"**
6,9	1,0	1180	2088	2996	5080
6,9	**2,8**	1090	1907	**2750**	4717
6,9	4,1	1000	1634	2633	4490
5,2	1,0	1135	1907	2996	5080
5,2	2,8	1090	1725	2633	4444
5,2	4,1	908	1544	2270	3855
3,4	0,69	1090	1816	2906	4900

Nota: Quando il fluido motore sia diverso dal vapore e/o per tenere conto del battente sull'aspirazione bisogna usare un fattore di moltiplicazione. Questo fattore è variabile e può essere dedotto dalle specifiche del fornitore della pompa. Per esempio la specifica TI-P136-05 dà informazioni circa il fattore di moltiplicazione da applicare nel caso in cui il fluido motore sia un gas ed i fattori da utilizzare per i vari battenti sull'aspirazione.

Questi fattori vengono usati con i dati di portata della tabella (o diagramma, se disponibile) che sono più vicini a quelli richiesti dall'applicazione: si ottiene così la portata effettiva della pompa scelta.

Ad esempio: la pompa scelta nell'esempio precedente dà una portata di 2700 kg/h x 1,2 (fattore di moltiplicazione di una pompa da 2" con un battente di 0,6 m sull'aspirazione) = 3240 kg/h. Questa variazione di portata potrebbe modificare la scelta effettuata con una pompa più adatta di quella precedentemente determinata.

6.2 Dimensionamento della tubazione di mandata della pompa

Se la tubazione di mandata della pompa ha una lunghezza sensibile, supponiamo superiore a 100 metri, dobbiamo considerare che ogni volta che la pompa spinge il condensato (essendo il funzionamento ciclico) essa deve vincere l'inerzia delle condense contenute nella tubazione per portarle alla velocità richiesta dalla portata prevista; la pompa dovrà quindi disporre di una pressione supplementare. (Nel caso di una elettropompa, all'avviamento pomperà una portata minore di quella prevista ma con pressione maggiore fino a che l'acqua fluirà alla velocità richiesta).

La portata per la quale deve essere dimensionata la tubazione di mandata della pompa è quella specificata dal costruttore della pompa stessa. Essa può variare da costruttore a costruttore e per esempio può essere perfino 6 volte maggiore della portata di progetto od arrivare ad un valore di 30000 kg/h (viene scelto il valore minore fra i due riportati). Vedasi la specifica TI-P136-05.

La contropressione di mandata (battente statico) viene sottratta alla pressione massima di mandata della pompa e la pressione risultante è la prevalenza utilizzabile per le perdite per attrito e per la quantità di moto da fornire all'inizio del ciclo.

Il 50% di questo valore verrà utilizzato per il dimensionamento della tubazione mentre il rimanente 50% disponibile servirà a vincere l'inerzia dell'acqua nella tubazione di mandata.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Esempio:

- Portata di condensato richiesta alla pompa = 2000 kg/h
- Lunghezza tubazione = 200 m
- Innalzamento del condensato = 10 m
- Alimentazione della pompa con vapore = 6 bar
- Contropressione nella linea di ritorno = 0,5 bar

La portata di mandata da considerare sarà:

6 x 2000 kg/h = 12000 kg/h.

Usando la pompa da 2" vista precedentemente (per dettagli riferirsi alle specifiche tecniche TI-P136-02 e TI-P136-05) e per la portata di condensato prevista si ottiene una pressione di mandata di 3,9 bar (39 m).

La lunghezza equivalente della tubazione dovuta alla raccorderia ed ai vari componenti montati: 200 m + 10% = 220 m.

Poichè sappiamo che 10 m di colonna d'acqua in una tubazione verticale esercitano una pressione di 1 bar avremo che:

- Pressione disponibile h_a = 37 m = 3,7 bar
- Contropressione + innalzamento h_s = 1,5 bar
- Pressione disponibile per perdite di carico h_f = 3,7 - 1,5 = 2,2 bar

Poichè la lunghezza della tubazione è rilevante

possiamo usare soltanto il 50% (1/2) della pressione disponibile = 2,2 x 0,5 = 1,1 bar

Pertanto, la massima perdita di carico per attrito possibile sarà = 1,1 bar / 220 m = 5,00 mbar/m

Portata acqua (kg/h) in tubi di acciaio pesanti

Diametro nominale	*3/8"*	*1/2"*	*3/4"*	*1"*	*1.1/4"*	*1.1/2"*	*2"*	*–*	*–*	*2.1/2"*	*3"*	*–*	*4"*	*5"*	*6"*
Diametro interno (mm)	*12,25*	*15,75*	*21,25*	*27*	*35,75*	*41,25*	*51*	*54*	*64*	*70*	*82*	*94*	*100*	*125*	*150*
Perdite di carico (mm H_2O/m)	*Portata di acqua (kg/h) Velocità dell'acqua (m/sec)*														
20	155 0,38	307 0,46	687 0,55	1.290 0,65	2.750 0,8	4.020 0,85	7.240 1,0	8.360 1,0	12.900 1,1	16.300 1,2	25.100 1,3	36.100 1,4	42.400 1,5	74.900 1,7	121.000 2,0
22	163 0,4	322 0,48	723 0,6	1.360 0,7	2.890 0,8	4.260 0,9	7.640 1,0	8.820 1,1	13.500 1,2	17.100 1,3	26.500 1,4	37.950 1,5	44.600 1,6	78.700 1,8	127.000 2,0
24	171 0,42	337 0,5	757 0,6	1.430 0,7	3.030 0,85	4.420 0,95	7.970 1,1	9.185 1,1	14.200 1,3	17.900 1,3	27.700 1,5	39.700 1,6	46.600 1,7	82.300 1,9	133.000 2,2
26	179 0,44	352 0,5	790 0,65	1.490 0,75	3.160 0,9	4.610 1,0	8.310 1,1	9.605 1,2	14.700 1,3	18.700 1,4	28.800 1,5	41.400 1,6	48.600 1,7	85.700 2	139.000 2,2
28	186 0,46	367 0,55	822 0,65	1.550 0,8	3.290 0,95	4.800 1,0	8.640 1,2	9.970 1,2	15.300 1,4	19.400 1,4	29.900 1,5	42.950 1,7	50.400 1,8	89.100 2	144.000 2,4
30	193 0,46	381 0,55	852 0,7	1.610 0,8	3.410 1,0	4.970 1,1	8.970 1,2	10.335 1,2	15.900 1,4	20.100 1,5	31.000 1,7	44.500 1,8	52.200 1,9	92.300 2,2	150.000 2,4
35	214 0,5	421 0,6	933 0,75	1.770 0,9	3.750 1,1	5.480 1,2	9.860 1,4	1.380 1,4	17.400 1,5	22.100 1,6	34.000 1,8	48.800 1,9	57.300 2	101.000 2,4	164.000 2,6
40	226 0,55	447 0,65	989 0,8	1.870 0,95	3.960 1,1	5.790 1,2	10.400 1,4	12.000 1,4	18.400 1,6	23.300 1,7	35.900 1,9	51.550 2	60.500 2,2	107.00 2,4	173.000 2,8
45	240 0,6	475 0,7	1.050 0,85	1.990 1	4.210 1,2	6.140 1,3	11.100 1,5	12.750 1,5	19.600 1,7	24.800 1,8	38.000 2	54.750 2,2	64.300 2,4	114.000 2,6	184.000 3,0
50	254 0,6	502 0,75	1.110 0,9	2.100 1	4.450 1,3	6.470 1,4	11.700 1,6	13.450 1,6	20.600 1,8	26.200 1,9	40.200 2,2	57.900 2,3	67.800 2,4	120.000 2,8	
55	267 0,65	527 0,75	1.170 0,95	2.210 1,1	4.680 1,3	6810 1,5	12.300 1,7	14.150 1,7	21.700 1,9	27.600 2,0	42.200 2,2	60.650 2,4	71200 2,6	126.000 3,0	
60	280 0,70	552 0,80	1.230 1,0	2.310 1,2	4.900 1,4	7.120 1,5	12.800 1,8	14.750 1,8	22.700 2,0	28.900 2,2	44.200 2,4	63.450 2,5	74.500 2,6	132.000 3,0	

(Per una tabella completa riferirsi alla specifica tecnica TI-P136-05B).

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Usando la tabella delle perdite di carico nelle tubazioni e considerando una portata di 12000 kg/h ricaveremo che:

- si potrà scegliere una tubazione avente diametro di 54 mm ed una perdita di carico di 4 mbar/m in corrispondenza di una portata di circa 12000 kg/h.
- il diametro di 51 mm darebbe una perdita di carico superiore alla prevalenza disponibile.

A questo punto è consigliabile effettuare un controllo della velocità del condensato.

La velocità del condensato nella tubazione sarà calcolata per verificare che non si raggiungano valori sconsigliati o pericolosi per l'impianto. Non vi sono regole precise riguardo le massime velocità ammissibili nelle tubazioni, ma l'esperienza insegna che se esse sono mantenute entro i valori di seguito tabulati si potranno evitare i problemi relativi ai colpi d'ariete, le rumorosità e l'erosione.

Velocità massime raccomandate in funzione del diametro delle tubazioni

Diametro mm	15	20	25	32	40	50	65	80	100
Velocità, m/sec	0,6	0,8	1,0	1,2	1,3	1,5	1,8	1,9	2,4

La velocità è rilevabile dalla tabella che abbiamo usato per determinare la perdita di carico o può essere calcolata usando la formula seguente:

$$\text{Velocità condensato (m/s)} = \frac{\text{Portata max (kg/h)}}{(\text{diam. tubaz.})^2 \text{ (mm)} \times 2{,}827}$$

La portata ponderale varia leggermente con la temperatura ma in modo tale da non influenzare significativamente il risultato.

Nell'esempio precedente la velocità del condensato nella tubazione di mandata della pompa risulta di circa 1,4 m/s mentre la velocità massima consigliata per una tubazione di 54 mm di diametro (v. tabella) è di poco superiore a 1,5 m/s.

Il momento (massa x velocità) dell'acqua contenuta in una tubazione di lunghezza sensibile è tale da mantenere in movimento l'acqua per un breve tempo dopo che la pompa ha eseguito la sua fase di pompaggio.

A causa di questo fenomeno si ha un risucchio del condensato contenuto nella pompa nella tubazione di mandata. Allorchè l'acqua nella tubazione si ferma la contropressione sulla linea di mandata comprime e condensa le bolle di vapore di rievaporazione che si erano formate con il risucchio per cui l'acqua stessa inverte violentemente il proprio movimento e urta la valvola di non ritorno. La risultante può essere un colpo d'ariete abbastanza forte che potrebbe causare seri problemi. Generalmente si rimedia a questo inconveniente installando sulla tubazione di ritorno del condensato a circa 5-6 m dalla pompa una seconda valvola di non ritorno. In altri casi, ad esempio quando la tubazione di ritorno risalga verso l'alto subito dopo la pompa, si installa un rompivuoto nel punto più alto della tubazione; immettendo aria al tempo giusto si permette alla condensa di continuare a fluire verso lo scarico sotto la spinta fornita dalla "quantità di moto". (Vedere la figura 6.2).

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

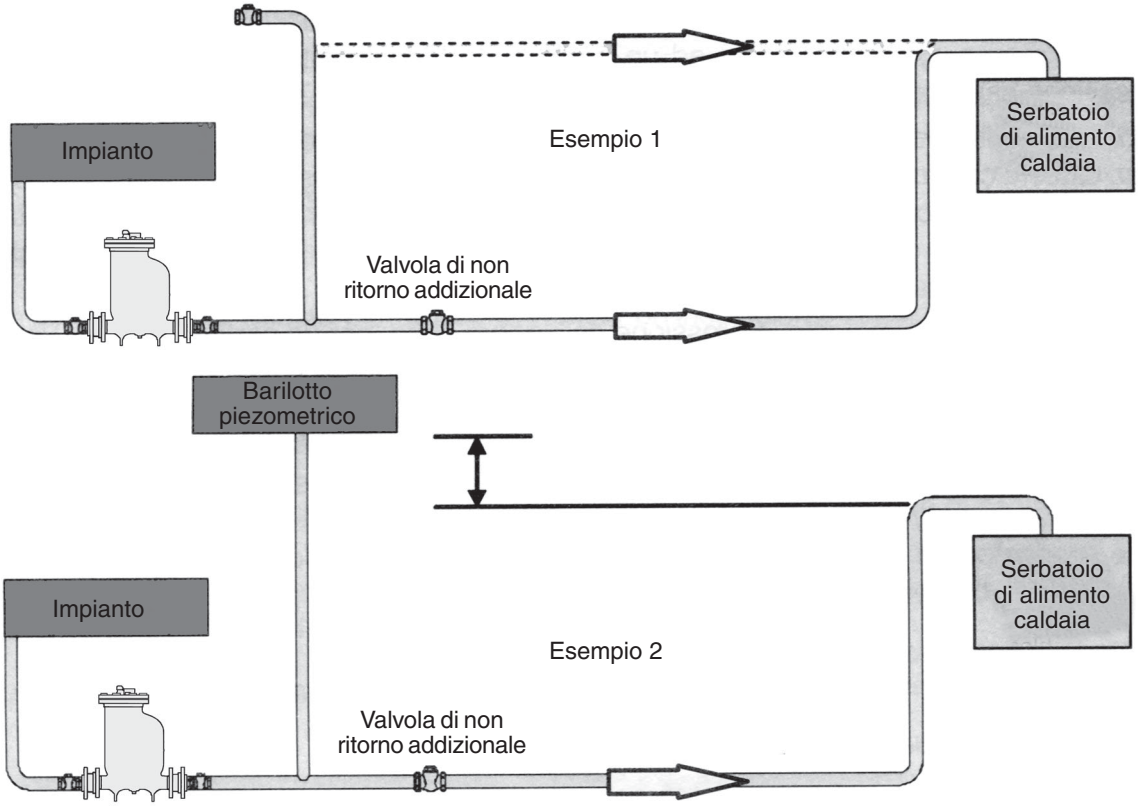


Fig. 6.2

Una soluzione ideale del problema, che talvolta è possibile realizzare, è quella di installare un serbatoio piezometrico ad altezza maggiore del serbatoio ricevitore in modo che la condensa fluisce per gravità nel serbatoio ricevitore. Il serbatoio piezometrico è collegato alla tubazione di ritorno subito a valle della pompa a pressione.

Compito della pompa sarà quindi di innalzare il condensato fino al serbatoio piezometrico poichè questo serbatoio genera poi un battente tale da provocare il flusso continuo del condensato anche quando la pompa ha terminato il ciclo attivo; si riduce quindi l'inerzia della massa di condensa del tubo di ritorno che la pompa deve superare per muovere il condensato. In questo caso il dimensionamento della tubazione di ritorno delle condense viene basato sulla portata media di condensato. Vedansi gli schemi precedenti.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Una frequente esigenza è quella di innalzare il condensato in uscita da uno scaricatore fino alla linea di ritorno condense, posta ad un livello superiore rispetto allo scaricatore, utilizzando la pressione esistente a monte dello scaricatore stesso.

Come descritto nella precedente sezione un battente di 5 m produce una contropressione di 0,5 bar. Questa contropressione riduce la pressione differenziale disponibile per muovere la condensa attraverso lo scaricatore; durante l’esercizio dell’impianto, la riduzione della capacità di scarico dello scaricatore diventa generalmente significativa solo quando a monte dello scaricatore si lavora con una bassa pressione di vapore.

All’avviamento dell’impianto la pressione del vapore cade, per un certo periodo, a valori sensibilmente bassi, rispetto alla pressione di esercizio e durante questo tempo a monte dello scaricatore la condensa si accumula e non può essere scaricata a causa della bassa pressione allo scaricatore. Nel tratto di tubazione da scaricare si verificheranno colpi d’ariete e vibrazioni fino a che non c’è modo di rimuovere il condensato cioè fino a quando la pressione del vapore sia sufficiente a vincere la contropressione sullo scaricatore. Per evitare l’inconveniente si impiega generalmente uno scaricatore di tipo termostatico che scarica all’atmosfera od in fogna le condense fredde a bassa pressione e chiude allorchè si abbia condensato caldo a pressione normalizzata.

Si veda la figura sottostante.

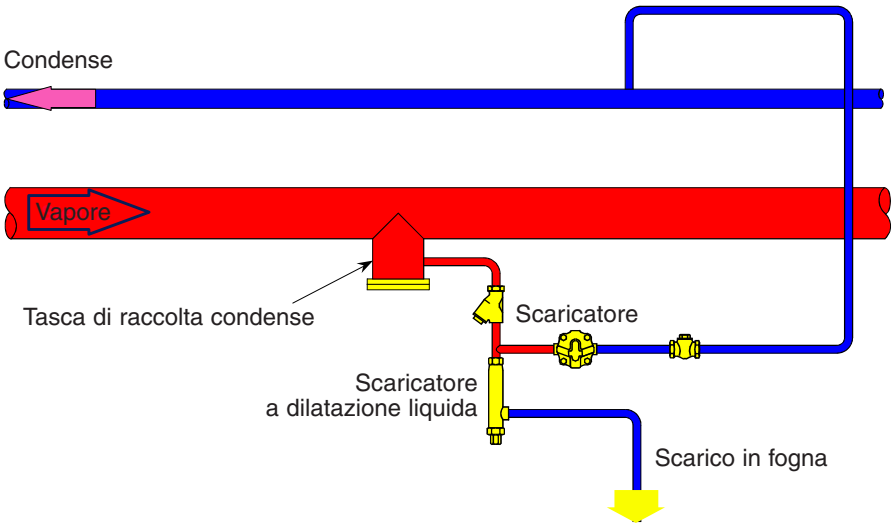


Fig.7

E’ preferibile che la tubazione a valle dello scaricatore si colleghi alla tubazione principale di ritorno condensato con un attacco a T posto nella parte alta, come mostrato in figura. Questa disposizione favorisce lo scarico perchè nonostante il tubo in risalita sia pieno di condensato all’avviamento dell’impiano esso conterrà anche una buona porzione di vapore di rievaporazione non appena si arriva a scaricare condensa ad alta temperatura. Avendo una miscela meno pesante dell’acqua si avrà una riduzione della contropressione e minor probabilità di colpi d’ariete e rumorosità.

7.1 Utenze con controllo di temperatura e fenomeno di stallo

Un impianto dotato di controllo di temperatura, come ad esempio batterie di riscaldamento e scambiatori di calore, può presentare condizioni di **stallo,** cioè situazioni in cui si verifica un blocco nello scarico del condensato ed un controllo erratico della temperatura.

Definiremo che cosa si intende per condizioni di stallo, perchè si verifica e calcoleremo su alcuni circuiti come prevedere l’evento.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Cause di blocco del condensato

Generalmente si crede che la pressione del vapore in uno scambiatore di calore a vapore sia più che sufficiente ad assicurare lo scarico del condensato. Ci sono tuttavia due condizioni del processo che possono impedire la normale evacuazione delle condense

- elevata contropressione vapore
- bassa pressione all'ingresso dello scambiatore.

In presenza di ciascuna di queste condizioni si verifica un'insufficiente pressione differenziale necessaria per lo scarico del condensato nella tubazione di ritorno attraverso lo scaricatore. Quando il condensato non viene scaricato regolarmente lo scambiatore inizia ad allagarsi.

D'altra parte per mantenere un controllo ottimale della temperatura del processo e prevenire guasti di tipo meccanico o dovuti a corrosione nello scambiatore, è essenziale effettuare lo scarico del condensato non appena questo si forma mantenendo libera la superficie di scambio: tale condizione può essere garantita da una sufficiente pressione differenziale.

Un'insufficienza della pressione differenziale può essere imputata sia allo scambiatore (progetto errato o funzionamento anomalo) oppure alla linea di ritorno del condensato.

1. Con regolazione in funzione, quando la temperatura del prodotto aumenta la valvola di regolazione del vapore tende a chiudere paralizzando il flusso.
2. La pressione del vapore diminuisce e quando la contropressione della linea di ritorno condensato è maggiore (P1 < P2) della pressione vapore a valle della valvola di regolazione inizia l'allagamento dello scambiatore come mostrato dalla figura 7.1.1.

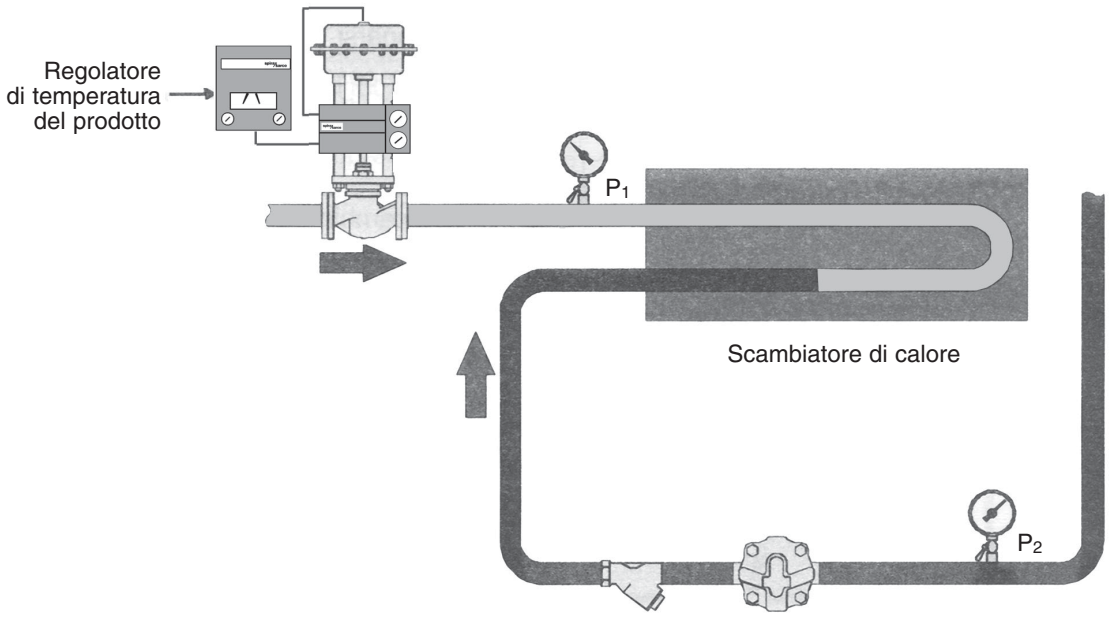


Fig. 7.1.1

Inizio condizioni di stallo in uno scambiatore

Quando la pressione del vapore non permette lo scarico del condensato attraverso lo scaricatore, diciamo che il sistema è in **condizione di stallo** e quindi con il condensato che ristagna nello scambiatore di calore.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Allorchè lo scambiatore si allaga la temperatura del prodotto tende a diminuire e conseguentemente la valvola di regolazione torna ad aprire per aumentare la portata vapore.

3. La pressione del vapore (a valle della regolatrice) torna ad aumentare (P1 > P2) per cui inizia lo scarico del condensato ma nello scambiatore si instaura una pressione vapore maggiore di quella necessaria per mantenere il prodotto alla temperatura prefissata.

Il ciclo quindi si ripete. Si veda la figura 7.1.2

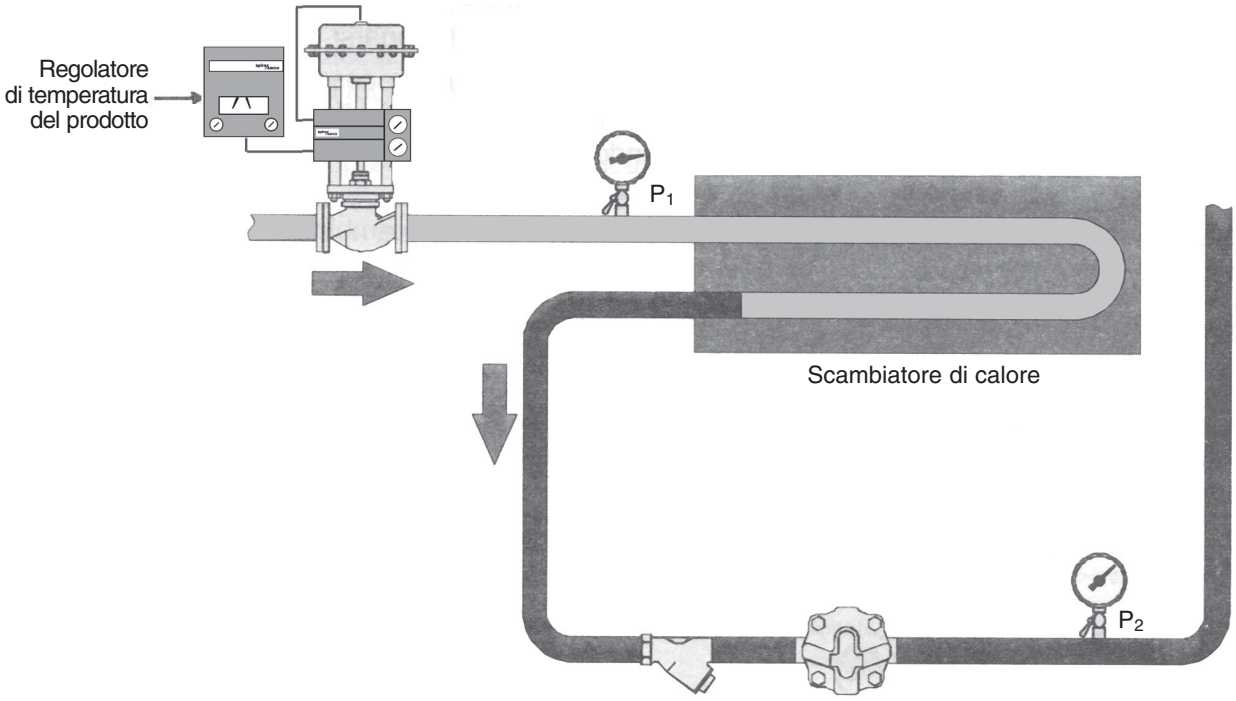


Fig. 7.1.2 Ciclicità delle condizioni di stallo

La condizione di stallo viene accelerata e facilitata quando la tubazione di ritorno condensato si trova nella posizione mostrata nella figura 7.1.3, cioè ad una altezza tale da generare contropressioni allo scarico.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

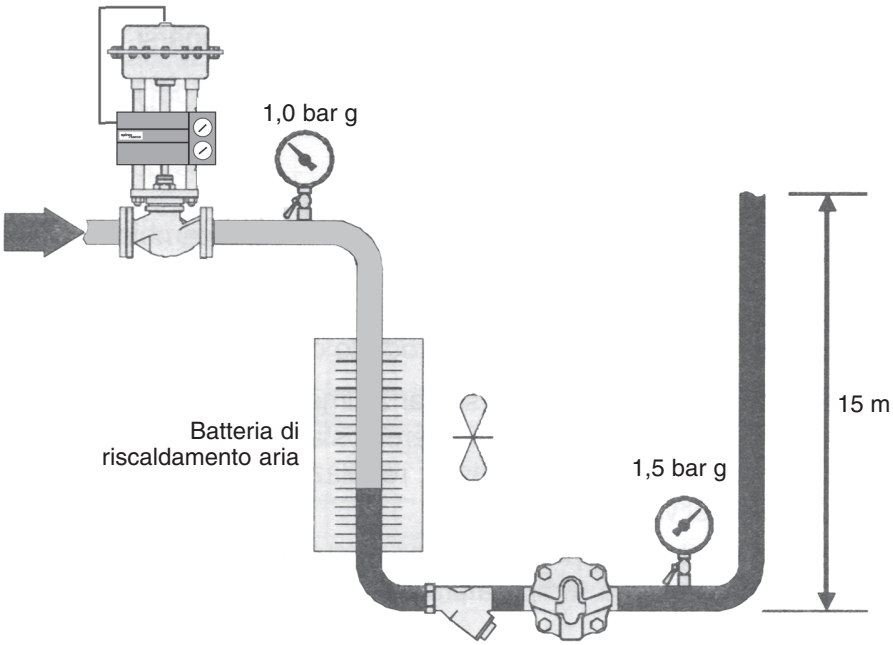


Fig.7.1.3 Stallo causato da linea di ritorno sopraelevata

La pressione idrostatica (battente) nella linea di ritorno condense impedisce il libero scarico del condensato dalla batteria. Le condizioni di stallo che si verificano frequentemente nelle apparecchiature di scambio termico dotate di regolazione possono essere evitate mediante l'inserzione di una pompa, come mostrato in figura 7.1.4.

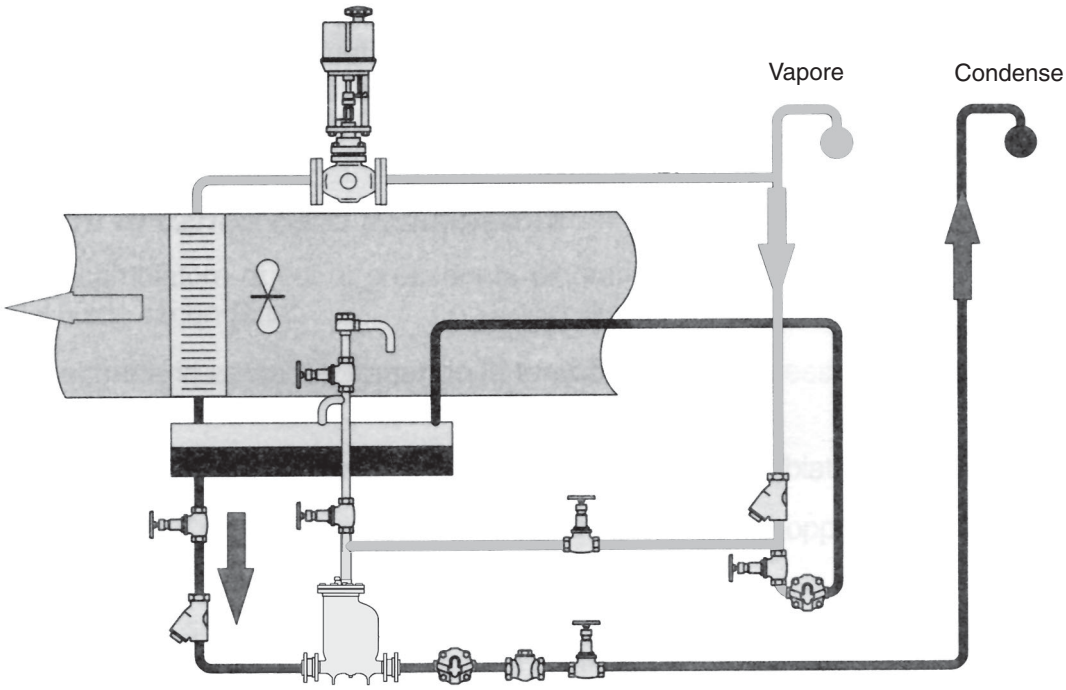


Fig. 7.1.4 Condizioni di stallo su batteria di riscaldamento aria

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

7.2 - Determinazione delle condizioni di stallo

In modo semplificativo poniamo che il trasferimento di energia termica sia determinato da:

$$Q = UA\Delta t$$

in cui:

- U = coefficiente totale di trasferimento di energia termica in $W/m^2\,°C$
- A = superficie di trasferimento in m^2
- Δt = differenza di temperatura tra il mezzo riscaldante (vapore) e la temperatura media del prodotto che deve essere riscaldato in °C.

Per un dato scambiatore il prodotto U x A è sostanzialmente costante per cui Q (energia termica trasmessa) sarà una funzione di Δt. Per mantenere costante la temperatura del prodotto riscaldato sarà necessario dosare l'energia trasmessa; regolazione che può essere effettuata soltanto variando la temperatura del vapore.

Per il carico massimo dell'utenza (spesso il carico all'avviamento del processo) il Δt deve essere al valore massimo cioè massima temperatura del vapore e minima temperatura del prodotto (temperatura circuito secondario).

Per un carico nullo il Δt deve essere zero. La temperatura del vapore deve quindi essere uguale alla temperatura del prodotto che deve essere riscaldato.

Dalle due condizioni estreme riportate si deduce che al 50% del carico anche il Δt sarà il 50% del carico massimo e le condizioni intermedie saranno in diretta proporzione.

7.2.1 - Costruzione del diagramma di stallo

Con riferimento alla teoria esposta nel paragrafo precedente, possiamo costruire il diagramma di stallo, di cui alla figura 7.2.1, tracciando 2 linee che dal carico massimo (indicato sulle ascisse) convergono al punto di carico nullo. La linea inferiore è condotta dal punto corrispondente alla temperatura di ingresso del fluido secondario alla temperatura di uscita mentre la linea superiore rappresenta, sulla scala delle ordinate, la variazione della temperatura vapore (e quindi la sua variazione di pressione). Conoscendo la pressione a valle dello scaricatore, la linea della "temperatura vapore" può essere usata per determinare il punto nel quale la pressione vapore eguaglia la contropressione generando la condizione di stallo.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

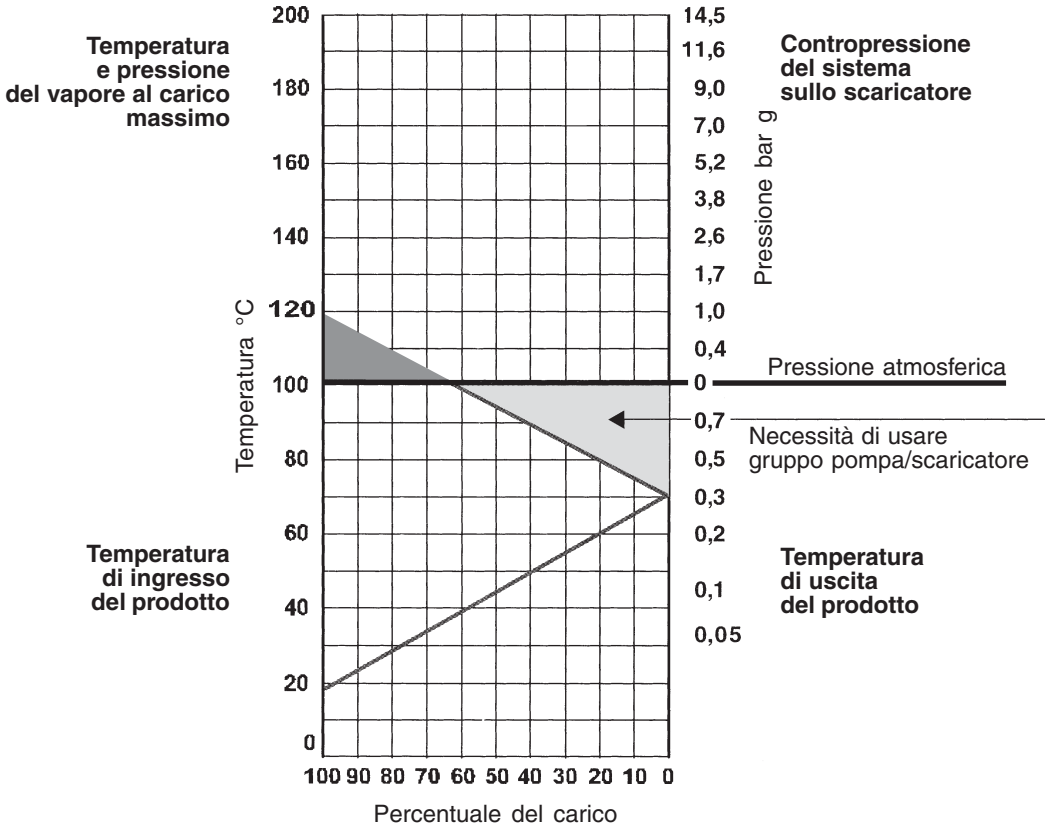


Fig. 7.2.1 Esempio di diagramma di stallo

Una ulteriore riduzione del carico aumenterà il fenomeno di allagamento da parte del condensato. Scendendo in verticale dal punto di incrocio si leggerà sulla scala delle ascisse a quale percentuale del carico avviene lo stallo: nell'esempio le condizioni di stallo sono presenti per carichi al 63% del massimo di progetto. Sotto il 63% del carico quindi è necessario l'impiego di una pompa per la rimozione del condensato.

7.3 Condizioni di carico dello scambiatore

Il carico dello scambiatore di cui al precedente diagramma può variare in funzione di diverse condizioni del fluido secondario:

1. A volume secondario costante, variando la temperatura di ingresso (es. batteria di riscaldamento aria)
2. A temperature secondarie costanti, variando la portata (es. scambiatori di calore)
3. A volume secondario costante, variando la temperatura di uscita oppure qualsiasi combinazione delle 3 condizioni!

La soluzione di queste situazioni è matematicamente molto complessa e non verrà discussa in dettaglio, ma il concetto rimane sostanzialmente invariato.

E' sufficiente affermare che il semplice diagramma di stallo costruito precedentemente, pur non coprendo per intero la casistica di tutte le situazioni, dà con buona ***approssimazione*** un'indicazione se si verificheranno, ed a quale carico, le condizioni di stallo.

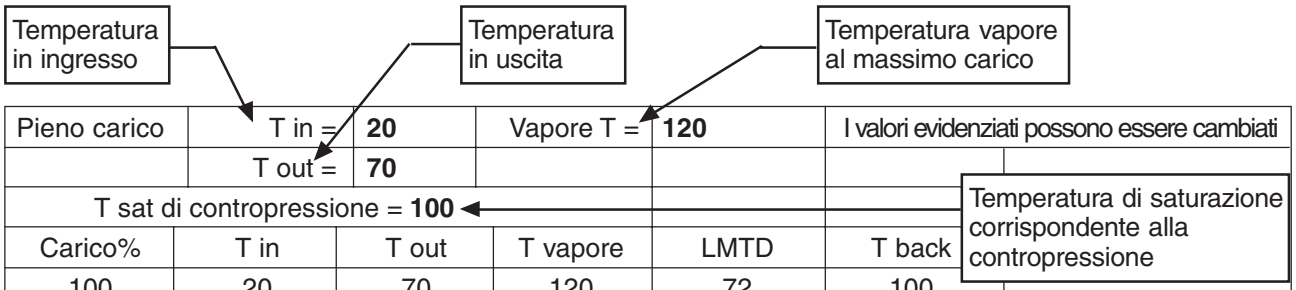
 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Occorrendo un'analisi più accurata della situazione si può ricorrere ad un apposito file Excel previsto nei programmi computerizzati della Spirax Sarco. Questo programma, usa un modello matematico, basato su una più precisa equazione per la trasmissione di energia termica, e sull'impiego della differenza di temperatura media logaritmica (ΔT_{log}).

$$\mathbf{Q = U \times A \times \Delta T_{log}.}$$

Il file comprende tutte le situazioni viste precedentemente.

La tabella sottoriportata è un listato che mostra le variabili comuni utilizzate nel foglio elettronico. Tutti i valori sono in °C e temperature di saturazione relative alla contropressione si possono ricavare dalle Tavole del Vapore (ad esempio ad una contropressione di 2,0 bar g corrisponde una temperatura di 133,5 °C).



Pieno carico	T in =	**20**	Vapore T =	**120**	I valori evidenziati possono essere cambiati	
	T out =	**70**				
T sat di contropressione = **100**						
Carico%	T in	T out	T vapore	LMTD	T back	
100	20	70	120	72	100	
90	20	70	113,099	65	100	
80	20	70	106,2736	58	100	
70	20	70	99,55431	50	100	
60	20	70	92,9906	43	100	
50	20	70	86,66667	36	100	
40	20	70	80,73686	29	100	
30	20	70	75,50699	22	100	
20	20	70	71,6129	14	100	
10	20	70	70,04888	7	100	
1	20	70	70	1	100	

Temperatura di saturazione corrispondente alla contropressione

Il diagramma generato dal programma varia al variare di ogni ingresso ed il punto di stallo si può leggere sull'asse delle ascisse come riprodotto sul precedente diagramma.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

SEZ. 8 - RIMOZIONE DEL CONDENSATO

Dopo aver discusso del come, del perchè e le conseguenze della situazione di stallo, vediamo ora quali metodi sono disponibili per rimuovere in modo pratico ed efficiente le condense dalle utenze che utilizzano vapore. I circuiti da realizzare possono variare in funzione delle applicazioni ma il punto fondamentale sarà sempre quello che per rimuovere il condensato da una utenza è necessario creare e mantenere una pressione differenziale positiva attraverso lo scaricatore di condensa.

Per implementare la nostra descrizione:

- useremo esempi tipici
- dimostreremo come creare una pressione differenziale positiva attraverso lo scaricatore
- discuteremo i parametri che si usano per selezionare e dimensionare le varie apparecchiature necessarie allo scopo.

Esempio tipico:

- Batteria di riscaldamento aria con regolazione di temperatura e progettata per riscaldare l'aria da -5°C a + 30°C.
- Portata massima di condensato dell'impianto paria a 500 kg/h con alimentazione di vapore a 4 bar g.
- La portata massica del fluido secondario rimane costante come pure la temperatura prefissata, tuttavia la temperatura dell'aria introdotta varia col variare delle condizioni ambientali.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

8.1 - 1° Esempio

Non vi è contropressione sul condensato e lo stesso deve essere scaricato per gravità, ad esempio al piano inferiore attraverso una soletta, fino al punto di raccolta costituito da un serbatoio sfiatato all'atmosfera.

Soluzione:

1. Installare un rompivuoto a valle della valvola di regolazione.
   Questo assicura che la pressione nell'impianto non sarà mai minore della pressione atmosferica.
2. Installare lo scaricatore sotto la batteria di scambio con un sensibile battente statico in modo che sia sufficiente per il funzionamento corretto dello scaricatore stesso.

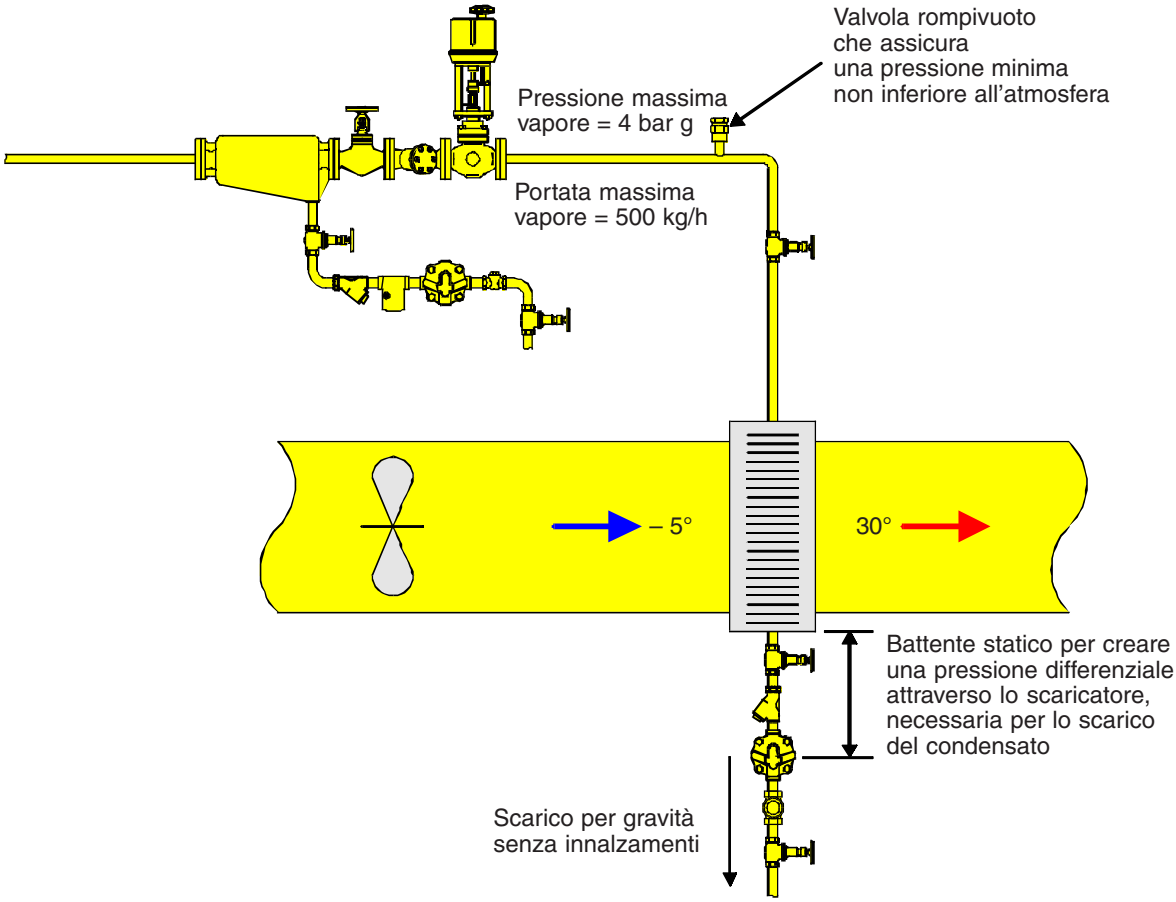


Fig. 8.1.1

Scelta e dimensionamento di uno scaricatore di condensa

La peggiore condizione si verifica quando l'impianto è in condizione di inizio stallo.

In questo momento la quantità di condensato che vogliamo rimuovere attraverso lo scaricatore usando solo il battente statico è al massimo.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Determinazione del punto di stallo (χ)

T_s = 152 °C T_2 = 30 °C T_b = 100 °C

Il punto di stallo può essere determinato per via grafica, mostrata precedentemente, oppure attraverso il calcolo.

Calcolo

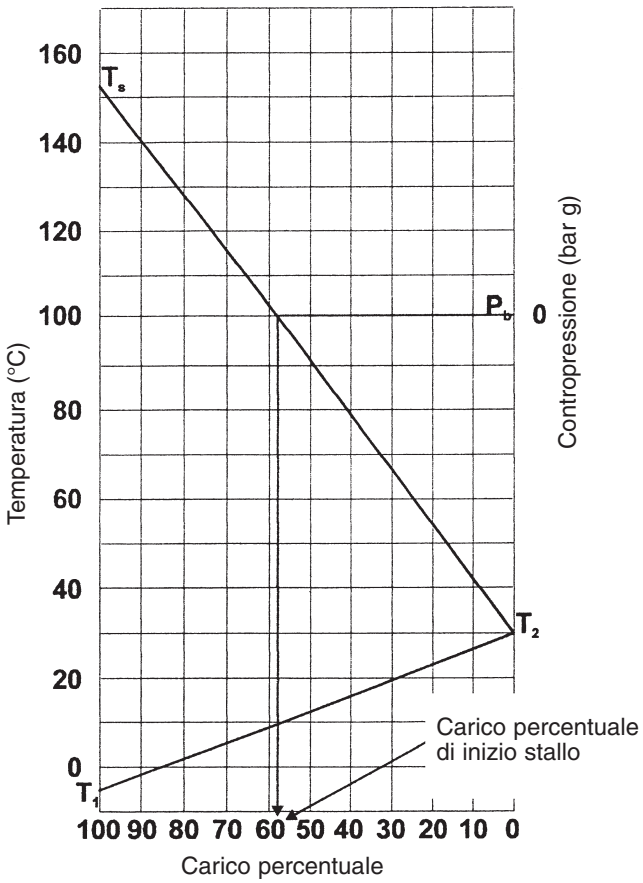
$$\frac{100}{T_s - T_2} = \frac{\chi}{T_b - T_2}$$

$$\frac{100}{152 - 30} = \frac{\chi}{100 - 30}$$

$$\frac{100}{122} = \frac{\chi}{70}$$

χ = 57,4%

Metodo grafico



Portata al punto di stallo:

500 kg/h x 57,4% = 287 kg/h.

Scelta del tipo di scaricatore di condensa

La scelta corretta per questo tipo di applicazione è uno scaricatore a galleggiante (vedasi il manuale “Open University - Scarico delle condense”).

Lo scaricatore scelto deve essere adeguato alla pressione massima di esercizio dell’impianto; le fasce comuni di pressione per gli scaricatori a galleggiante sono 4,5 - 10 - 14 bar g.

Poichè il nostro impianto funziona a 4 bar g sceglieremo il tipo adatto fino a 4,5 bar g.

Sul diagramma usato per dimensionare gli scaricatori a galleggiante (TI-S02-28) possiamo determinare il punto di pieno carico dell’impianto e ricavare che uno scaricatore da 25 mm è adatto per le condizioni di pieno carico. Sarà tuttavia necessario determinare quale sia il battente idraulico richiesto per poter funzionare alle condizioni di stallo.

- Si noti che il diagramma è logaritmico. Estendiamo il diagramma verso sinistra.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

- Estendiamo le curve di capacità a 4,5 bar g verso sinistra nella nuova area. (Per ragioni di maggiore chiarezza le curve delle capacità degli scaricatori a 10 bar e 14 bar sono state tolte dal diagramma di fig. 8.1.3).
- Tracciamo una linea orizzontale all'altezza del carico di stallo (287 kg/h) fino ad intersecare tutte le curve rappresentate (1" - 1.1/2" - 2").
- Dai punti di intersezione sopracitati tracciamo una linea verticale verso l'asse delle ascisse, sul quale ricaviamo la pressione necessaria per scaricare 287 kg/h di condensato.

Ad es. lo scaricatore da 25 mm richiede 0,042 bar g. Se 1 bar è approssimativamente uguale a 10 m, 0,042 bar rappresentano un battente di circa 420 mm.

Dallo stesso diagramma vediamo che scaricatori di diametro maggiore, con orifizi di scarico più grandi, richiedono un battente minore per scaricare la stessa portata di condensato:

lo scaricatore da 40 mm richiede un battente di 0,0068 bar (circa 68 mm)

lo scaricatore da 50 mm richiede un battente di 0,0006 bar (circa 6 mm).

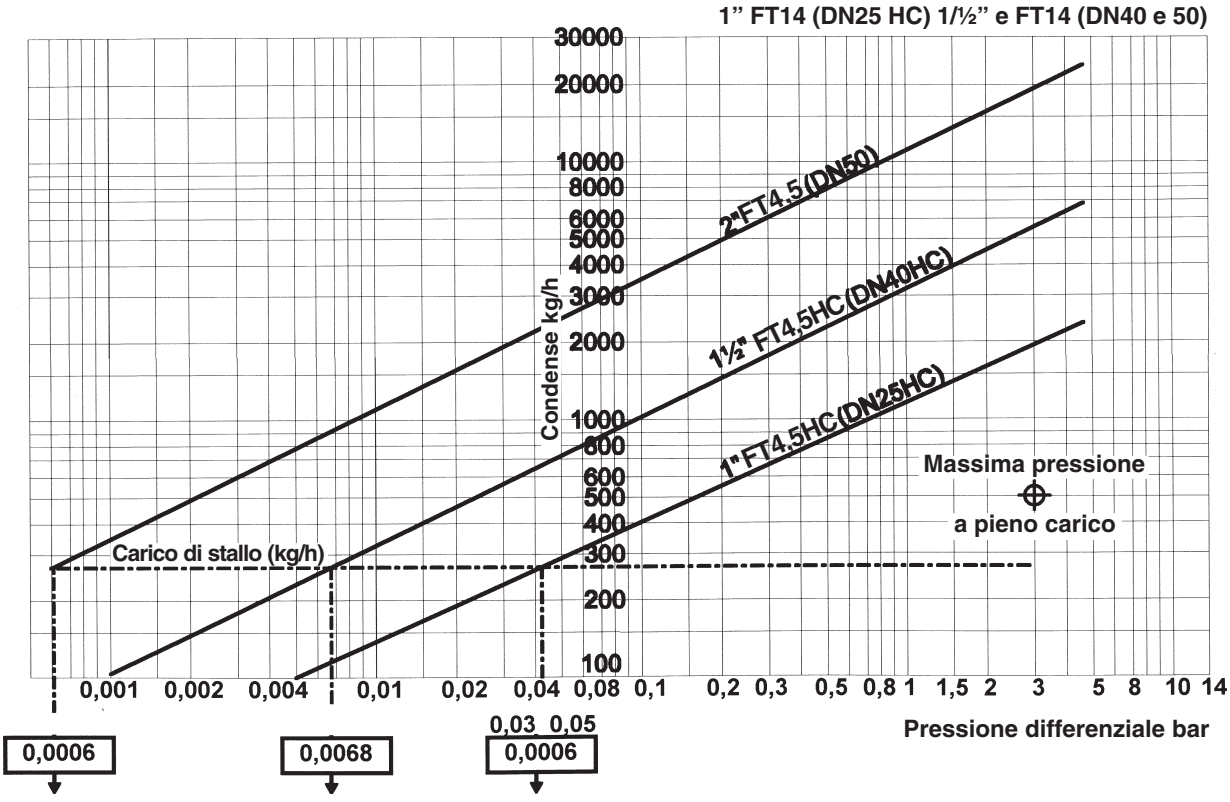


Fig. 8.1.3

- Da un punto di vista pratico montare lo scaricatore 420 mm sotto l'utenza potrebbe dare inconvenienti poichè vi è la possibilità di invaso di vapore causato dalla concomitanza di piccolo diametro e lunghezza sensibile, ma uno scaricatore da 40 mm, posizionato 68 mm sotto l'utenza, rappresenta un buon compromesso fra esigenze pratiche e costo.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Vantaggi

- Una soluzione semplice ed a basso costo.
- Il calcolo di dimensionamento è approssimativo, tuttavia esiste un buon margine di sicurezza poichè lo scaricatore a galleggiante è equipaggiato con scarico automatico dell'aria che assicura un pronto intervento e possibilità di portata aggiuntiva.

Svantaggi

- La procedura per il calcolo del dimensionamento, benchè non complicata è eccessivamente dettagliata.
- L'aria introdotta nello spazio vapore dai rompivuoto deve essere scaricata quando il carico aumenta oltre il punto di stallo. In questo caso potrebbe essere necessaria l'installazione di eliminatori d'aria supplementari.
- L'aria introdotta nello spazio vapore aumenta la probabilità di corrosione.
- Si hanno perdite di vapore nascente dallo sfiato del serbatoio condense allorchè l'impianto funzioni a pieno carico.

Conclusione

La soluzione può essere definita accettabile:

- Potendo garantire lo scarico per gravità del condensato
- Quando il carico non è elevato
- Quando la pressione sia contenuta
- Quando l'utenza sia costituita da un certo numero di batterie a bassa potenzialità, pressione contenuta e dislocate a breve distanza tra loro (vedasi lo schema di fig. 8.1.4).

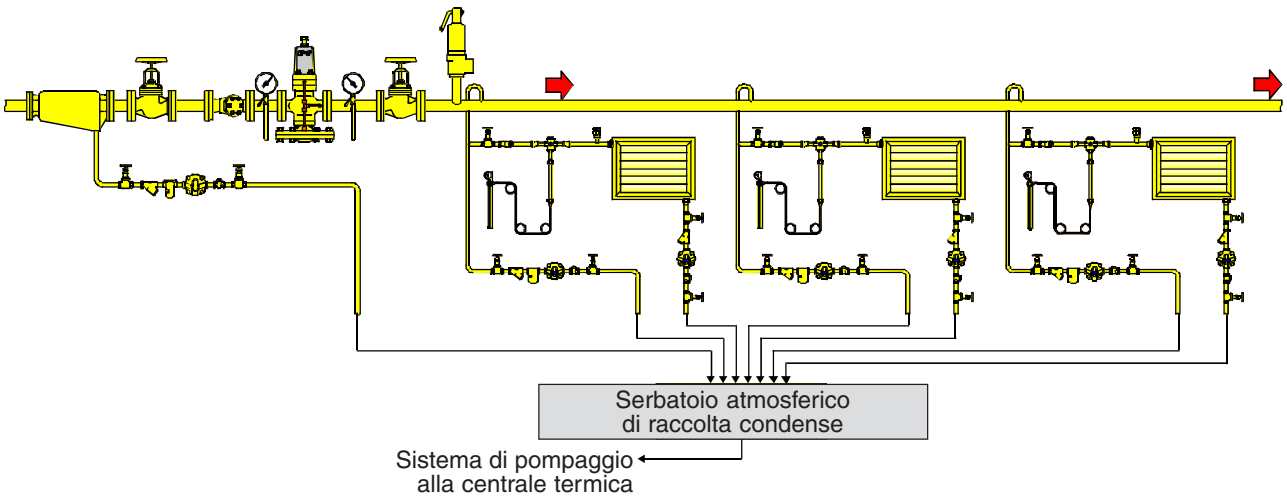


Fig. 8.1.4

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

8.2 - 2° Esempio

Useremo gli stessi dati del 1° esempio ad eccezione di quelli del condensato il quale, anzichè essere scaricato per gravità, deve invece essere innalzato di 5 m fino alla tubazione principale di ritorno condensato nella quale vi è una pressione di 0,3 bar g.

Il sistema ha ora una contropressione di:

Innalzamento del condensato	5 m
Pressione sul ritorno condensato 0,3 bar g	3 m
Contropressione totale	8 m (~0,8 bar)

Evidentemente l'impianto sarà soggetto a possibilità di allagamento. Se ignoriamo questa considerazione e non mettiamo in essere le dovute azioni l'impianto sarà caratterizzato da una scadente regolazione di temperatura che si tradurrà in:

- Scarsa qualità ed incostanza del processo.

e / o

- Tempi di lavorazione inattendibili o inutilmente lunghi.
- Corrosione sulle superfici di scambio termico e riduzione dei periodi di servizio attivo.
- Colpi d'ariete con i disturbi associati quali:
  Rumorosità
  Danni alle apparecchiature
  Riduzione della sicurezza di esercizio.

La soluzione del problema è quella di una rimozione attiva del condensato a mezzo di un sistema che deve:

- Attuare lo spurgo del condensato in via normale, allorchè la pressione del vapore del sistema è sufficiente allo scopo.
- Fornire energia ausiliaria per rimuovere il condensato quando la pressione del sistema è insufficiente a vincere la somma delle contropressioni relative ad innalzamento + pressione nella linea ritorno condense + perdite di carico per attrito.

Vi sono due soluzioni possibili:

1. *Una unità automatica di scarico (APT 14)*
2. *Una combinazione pompa / scaricatore*.

Entrambi questi metodi permettono in via del tutto normale lo scarico del condensato: quando la pressione del vapore del sistema diviene insufficiente a vincere la contropressione e quindi inizia il ristagno e l'accumulo del condensato, un meccanismo automatico a galleggiante avvia una immissione di vapore vivo (definito *Vapore Motore*) che sifona via le condense vincendo la contropressione.

Entrambi questi sistemi hanno alcuni dettagli in comune:

- E' necessario disporre, nella parte inferiore dell'impianto, di spazio sufficiente per installare le apparecchiature di rimozione condensato.

  Chiaramente il sistema di rimozione del condensato deve potersi attivare prima che l'allagamento interessi l'apparecchio di processo e la sua superficie di scambio.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Il battente di riempimento del sistema di rimozione condensato ha un significativo effetto sulla capacità di scarico: maggiore è il battente di riempimento, più veloce è il ciclo di rimozione con conseguente aumento della portata.

- Lo scarico della pompa avviene attraverso la valvola dello scaricatore.

  Ciò significa che lo scaricatore deve essere scelto in base alla pressione del Vapore Motore e non in funzione della pressione di esercizio dell'impianto.

  La portata istantanea della pompa sarà significativamente alta rispetto alla portata di condensato generata dall'impianto e nel caso dell'impiego di pompa/scaricatore bisogna tener conto della notevole resistenza opposta dall'orifizio dello scaricatore stesso.
- Poichè lo scarico della condensa è ciclico bisogna prevedere un collettore con funzione di polmone nel quale si possa raccogliere la condensa generata durante il ciclo premente di scarico della pompa.

In ogni caso la condizione peggiore è quella di stallo.

Determinazione del punto di stallo (χ)

Temperatura di saturazione a 0,8 bar g (T_b) = 117°C

T_s = 152°C T_2 = 30°C T_b = 117°C

Il punto di stallo, come mostrato precedentemente, può essere determinato sia con calcolo che per via grafica.

Calcolo

$$\frac{100}{T_s - T_2} = \frac{\chi}{T_b - T_2}$$

$$\frac{100}{152 - 30} = \frac{\chi}{117 - 30}$$

$$\frac{100}{122} = \frac{\chi}{87}$$

$$\chi = 71{,}3\%$$

Metodo Grafico

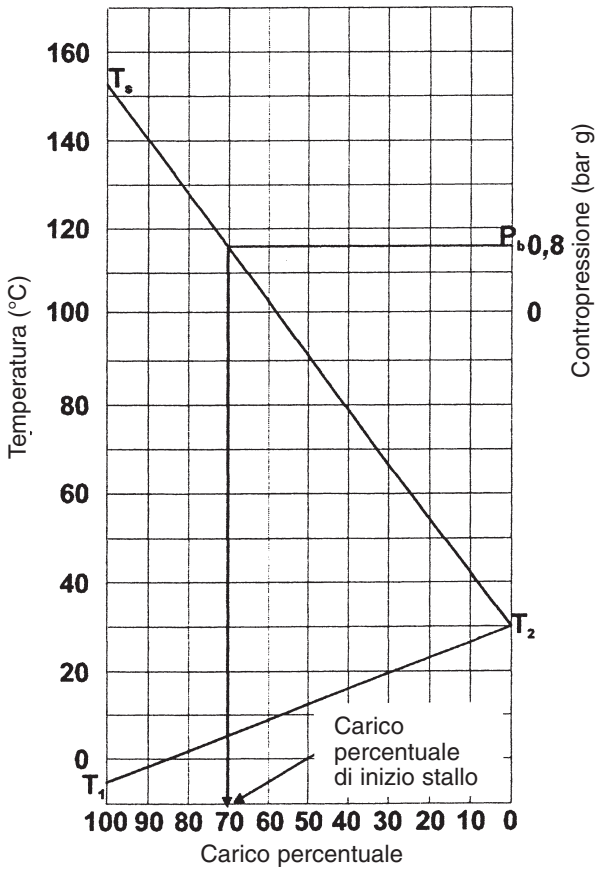


Fig. 8.2.1

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Carico al punto di stallo:

500 kg/h x 71,3% = 357 kg/h

Ora possiamo rivedere la procedura di scelta e di dimensionamento delle apparechiature.
Nel nostro caso poniamo a 7 bar g la pressione del Vapore Motore.

8.3 Gruppo automatico di drenaggio

Scelta

- Caricare nel computer il programma di dimensionamento
- Inserire i dati nei campi sotto evidenziati:
  Battente di Installazione
  Pressione Vapore Motore
  Pressione Linea Ritorno
  Pressione Vapore
  Portata Vapore
  Temperatura Ingresso Secondario
  Temperatura Uscita Secondario
  Scegliere la condizione di variabilità:
  1 = Temperatura Ingresso Secondario Variabile
  2 = Temperatura Uscita Secondario Variabile
  3 = Portata Secondario Variabile

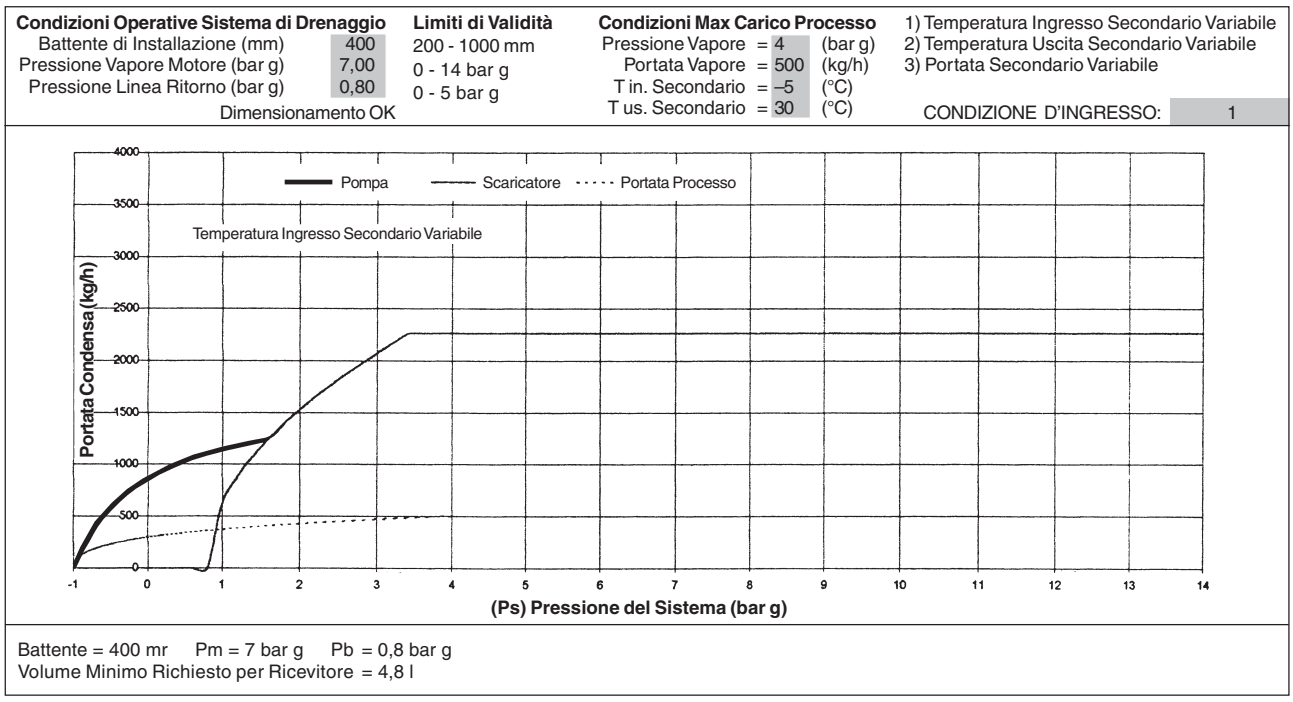

Condizioni Operative Sistema di Drenaggio
Battente di Installazione (mm) 400
Pressione Vapore Motore (bar g) 7,00
Pressione Linea Ritorno (bar g) 0,80
Dimensionamento OK
Limiti di Validità
200 - 1000 mm
0 - 14 bar g
0 - 5 bar g
Condizioni Max Carico Processo
Pressione Vapore = 4 (bar g)
Portata Vapore = 500 (kg/h)
T in. Secondario = –5 (°C)
T us. Secondario = 30 (°C)
1) Temperatura Ingresso Secondario Variabile
2) Temperatura Uscita Secondario Variabile
3) Portata Secondario Variabile
CONDIZIONE D'INGRESSO: 1
Pompa
Scaricatore
Portata Processo
Temperatura Ingresso Secondario Variabile
Portata Condensa (kg/h)
(Ps) Pressione del Sistema (bar g)
Battente = 400 mr Pm = 7 bar g Pb = 0,8 bar g
Volume Minimo Richiesto per Ricevitore = 4,8 l

Fig. 8.3.1

Come mostrato dal diagramma di fig. 8.3.1, il programma eseguirà:

- Calcolo del carico dell'impianto sotto tutte le condizioni di funzionamento
- Plottaggio del grafico relativo

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

- Consentirà all'utilizzatore di verificare l'effetto della variazione di ciascuna delle variabili di processo; questo è particolarmente utile quando si vogliano valutare le influenze dei diversi parametri del processo.
- Conferma (o meno) della convenienza di uso, in questa applicazione, del sistema automatico di drenaggio e rinvio.
- Indicazione della capacità del collettore ricevitore specifico di questa applicazione.

  Normalmente è sufficiente la capacità della tubazione di collegamento all'ingresso del gruppo automatico di drenaggio. Tuttavia, nel caso in cui fosse richiesta una notevole capacità superiore si può aumentare il diametro della tubazione stessa di ingresso anzichè incrementarne la lunghezza.

Installazione

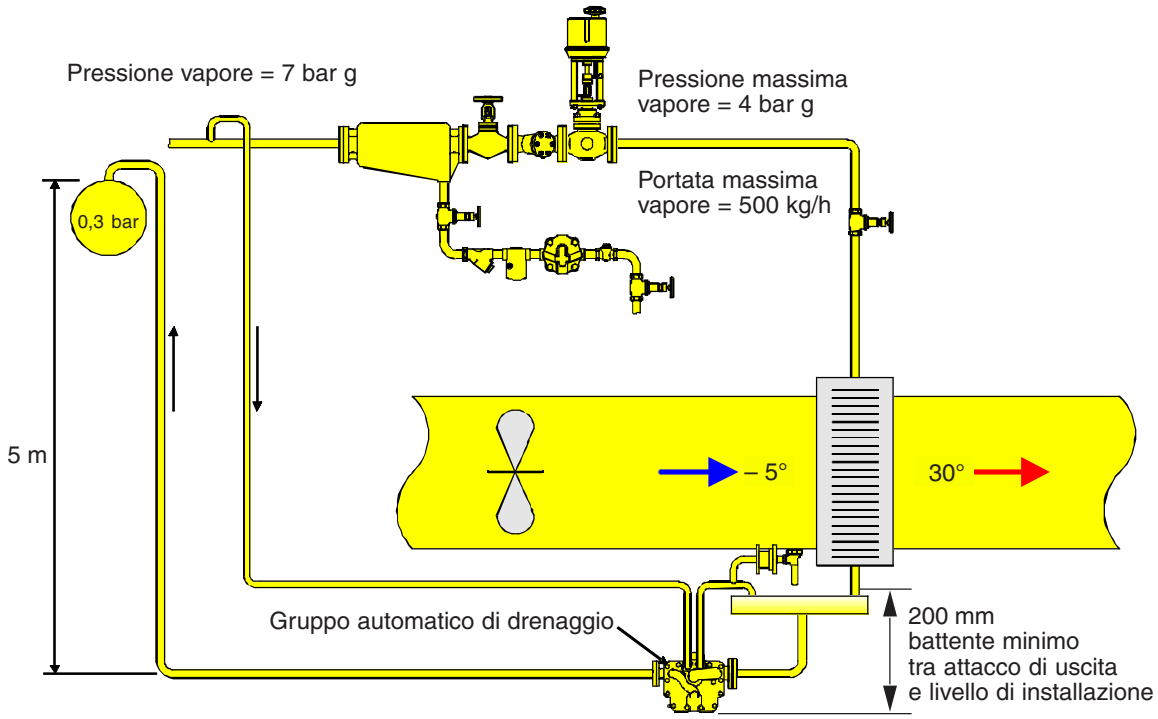


Fig. 8.3.2

Vantaggi

- Portata superiore rispetto al primo metodo considerato.
- Più adatto per sistemi a pressione superiore rispetto al primo metodo (infatti il sistema è a ciclo chiuso ed elimina ogni problema dovuto al vapore di rievaporazione).
- L'aria ed i gas incondensabili non vengono più immessi nel sistema vapore eliminando quindi la necessità di spurghi, migliorando così la rapidità di risposta dell'impianto alle variazioni del carico.
- L'uso di un programma computerizzato che permette di considerare tutte le variabili di processo e di eseguire tutti i calcoli complessi consentendo di prevedere esattamente tutte le condizioni di funzionamento.

Svantaggi

- Più costoso rispetto al primo metodo.
- Il gruppo automatico di drenaggio e pompaggio è dedicato ad un solo utilizzatore dell'impianto.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Conclusione

Una soluzione soddisfacente per tutti i casi in cui:

- Sia necessario innalzare il condensato ad un livello superiore e/o immetterlo in una tubazione pressurizzata.
- La pressione del vapore a pieno carico è elevata o comunque superiore a 4 bar per cui il vapore di rievaporazione gioca un ruolo significativo nel bilancio energetico.
- La portata di condensato è nel campo da 250 a 4000 kg/h.
- Vi è uno spazio limitato sotto l'impianto da cui scaricare il condensato.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

8.4 Combinazione pompa/scaricatore

Scelta dello scaricatore

È giusto scegliere uno scaricatore a galleggiante per questa applicazione. (Si veda il manuale "Vapore-Condense: drenaggio e scarico".

Lo scaricatore scelto deve essere adeguato alla massima pressione di esercizio dell'impianto. Poichè gli scaricatori disponibili per il campo del nostro esempio sono per una pressione nominale di 4,5, 10 e 14 bar g ed essendo la pressione massima di esercizio del nostro impianto di 4 bar g e la pressione del vapore motore di 7 bar g, la pressione nominale più adatta a queste condizioni di lavoro è quella di 10 bar g.

Lo scaricatore di condensa viene usato congiuntamente ad una pompa, deve essere pertanto dimensionato per la portata della pompa, (si ricorda che la pompa meccanica a pressione - MFP Mechanical Fluid Pump - ha un funzionamento ciclico e che la sua portata istantanea è di gran lunga superiore alla portata media del condensato trattato).

Per dimensionare lo scaricatore usiamo una regola pratica derivata dell'esperienza:

Capacità di scarico dello scaricatore =

Portata condensato nelle condizioni di stallo x 4 con pressione differenziale di 0,5 bar.

Q = 4 x 357 kg/h

= **1428 kg/h**

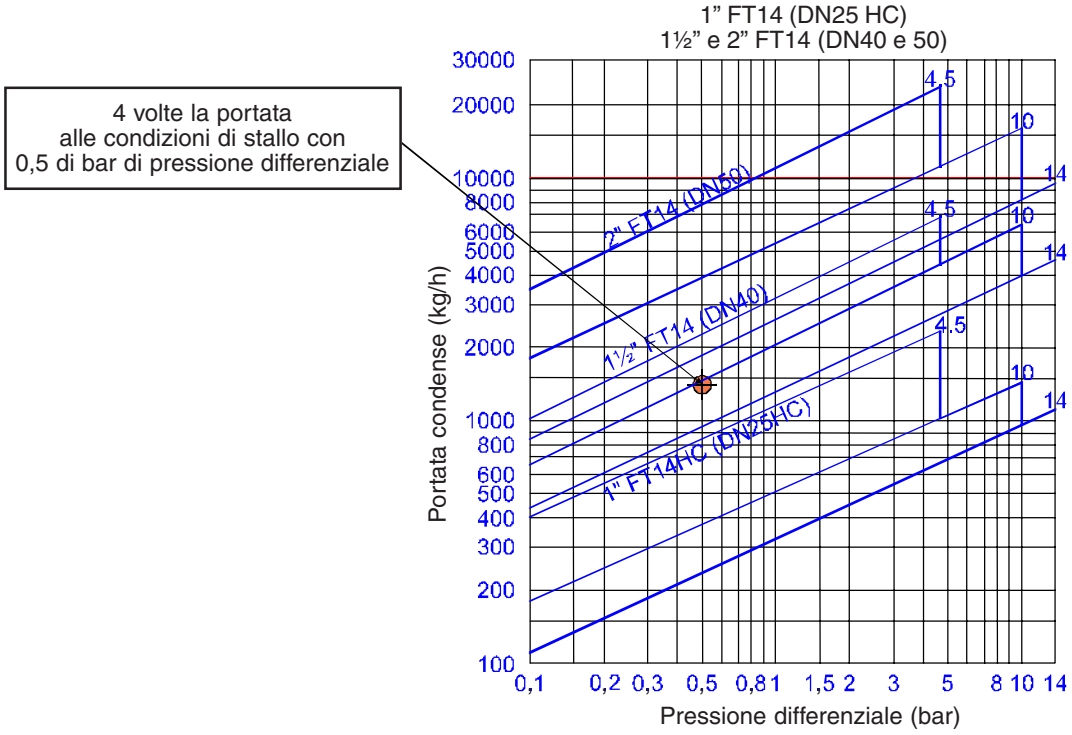


Fig. 8.4.1

Dal diagramma di fig. 8.4.1 riferentesi agli scaricatori a galleggiante per media pressione, rileviamo che uno scaricatore tipo FT14HC-10 da 40 mm è quello adatto alla nostra applicazione.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Scelta della pompa

Pressione vapore motore = 7 bar g

Contropressione (vedasi il calcolo precedente) = 8 m

Condensa da pompare (portata condensato di stallo) = 357 kg/h

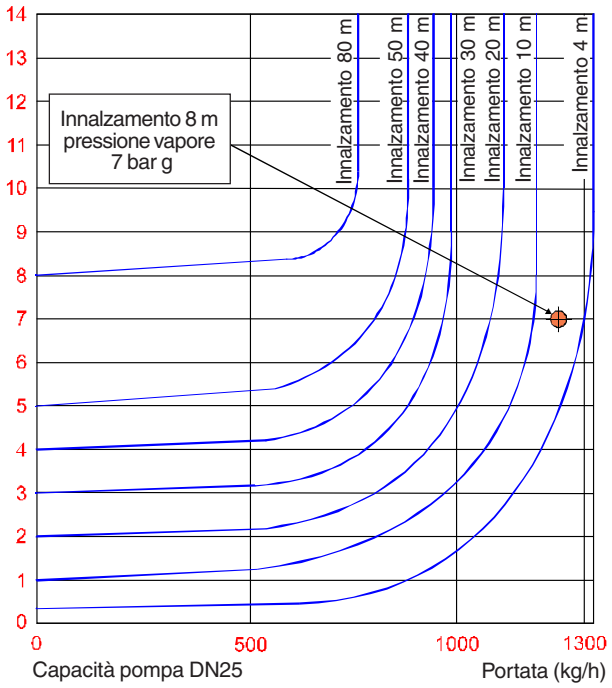


Diagramma di portata per la pompa MFP14 DN 25.

La pompa, alle condizioni previste per l'applicazione, ha una capacità di circa 1200 kg/h ed è sufficientemente abbondante per la portata richiesta di 357 kg/h.

Fig. 8.4.2

Installazione

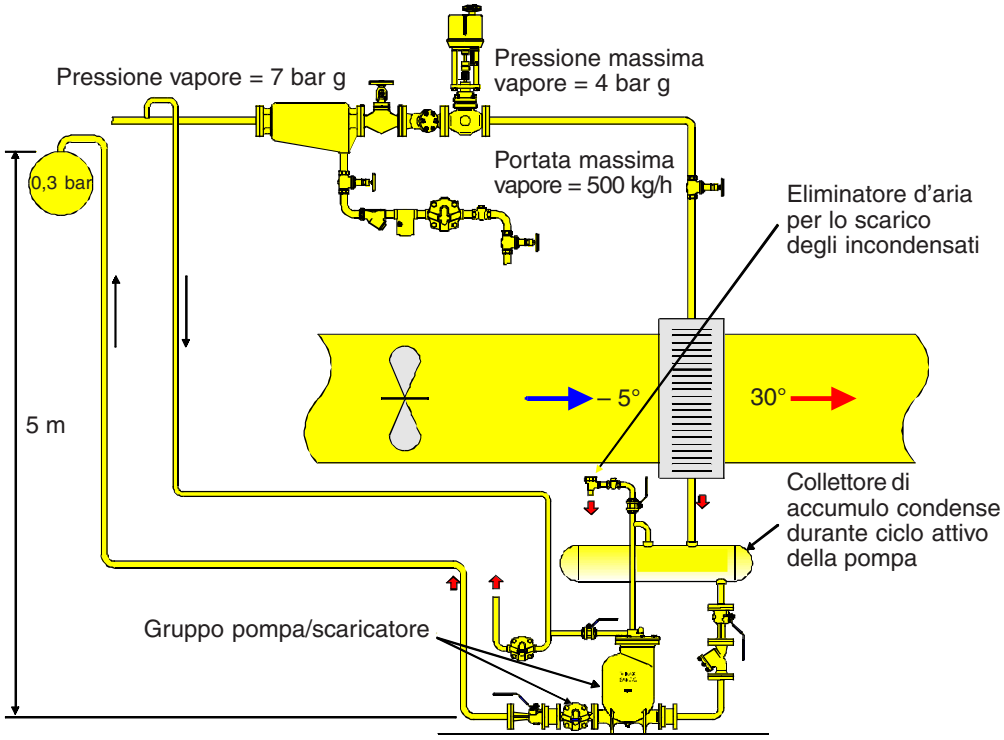


Fig. 8.4.3

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Vantaggi

- Una soluzione ampiamente collaudata adatta ad apparecchi di scambio termoregolati a pressione e portata sensibile.
- Una soluzione flessibile: gli scaricatori di condensa sono disponibili con diametri nominali da 15 a 100 mm e le pompe da DN 25 a DN 80.

  Questo significa che i componenti possono essere scelti in modo flessibile per le combinazioni e quindi adattarsi a particolari applicazioni con proprie pressioni, portate del condensato e contropressioni di funzionamento.

Svantaggi

- Soluzione più costosa dei metodi precedenti.
- Le apparecchiature previste sono dedicate ad una sola utenza dell'impianto.
- Il programma di dimensionamento, sebbene semplice, coinvolge fattori che non possono essere facilmente quantificati e spesso indicati quali "fattori di correzione".

  (E' in fase di elaborazione un programma computerizzato anche per questa applicazione).
- E' necessario uno spazio maggiore (rispetto la soluzione a par. 8.3) sotto l'utenza per la corretta installazione dei componenti del sistema di ricupero condensato.

Conclusione

Una buona soluzione per applicazioni in cui:

- Il condensato debba essere innalzato ad un livello superiore od immesso in linee di ritorno pressurizzate.
- La pressione vapore a pieno carico sia sensibilmente alta (maggiore di 4 bar g) per cui il vapore di rievaporazione costituisce un fattore significativo.
- La portata massima in gioco sia fino a 6000 kg/h.
- Sia disponibile uno spazio sufficiente al di sotto dell'apparecchiatura di scambio per l'installazione dei componenti necessari al ricupero del condensato.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

SEZ. 9 - CONDENSE CONTAMINATE

In alcuni processi industriali può esistere la possibilità di contaminazione del condensato per contatto con fluidi corrosivi o comunque contaminanti.

In molti impianti galvanici il condensato delle serpentine riscaldanti, poste nelle vasche con soluzioni acide di sali metallici, è ritenuto costantemente sospetto di contaminazione in quanto vi è grande probabilità di perdite ed infiltrazioni dalle serpentine stesse. In altri casi le condense possono provenire da vapore di scarico di un motore e quindi rappresentare la probabilità di contaminazione da olio lubrificante.

In ogni caso non è possibile usare queste condense quali acqua di alimento per le caldaie poichè vi è il pericolo di incrostare, corrodere o formare dannose schiume sia in caldaia che nelle tubazioni di distribuzione vapore.

Tuttavia, benchè contaminato, il condensato possiede energia termica preziosa per cui bisogna trovare il modo di ricuperarne la maggiore quantità possibile. Quando al controllo il condensato non risulti contaminato può anche essere usato nuovamente nel processo.

La figura 9.1 illustra una delle più semplici installazioni che permette il ricupero di energia termica dal condensato contaminato prima che venga scaricato in fognatura.

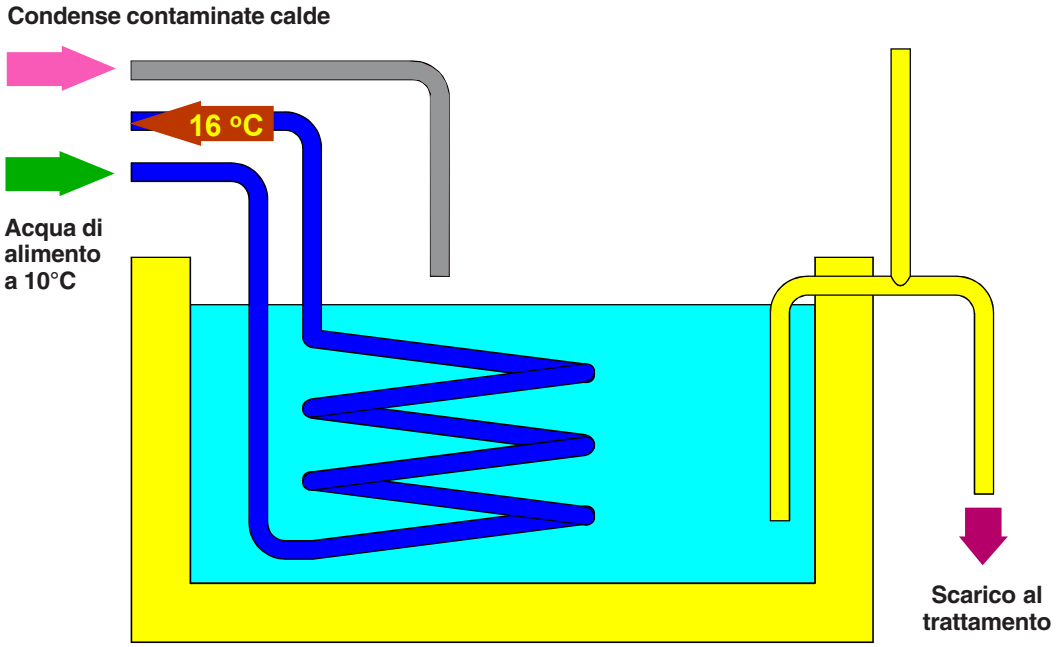


Fig. 9.1

Il condensato caldo contaminato alimenta il serbatoio nel quale è posto il serpentino di scambio del calore. Il circuito è fatto in modo tale che il condensato più freddo sia scaricato automaticamente man mano che il livello aumenta. L'acqua di integrazione per l'alimento della caldaia passa nel serpentino ed assorbe buona parte del calore disponibile: ad esempio un aumento di temperatura di 6°C consente un risparmio di combustibile di circa 1%.

La figura 9.2 illustra un altro modo pratico con cui si possono conseguire risparmi energetici.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

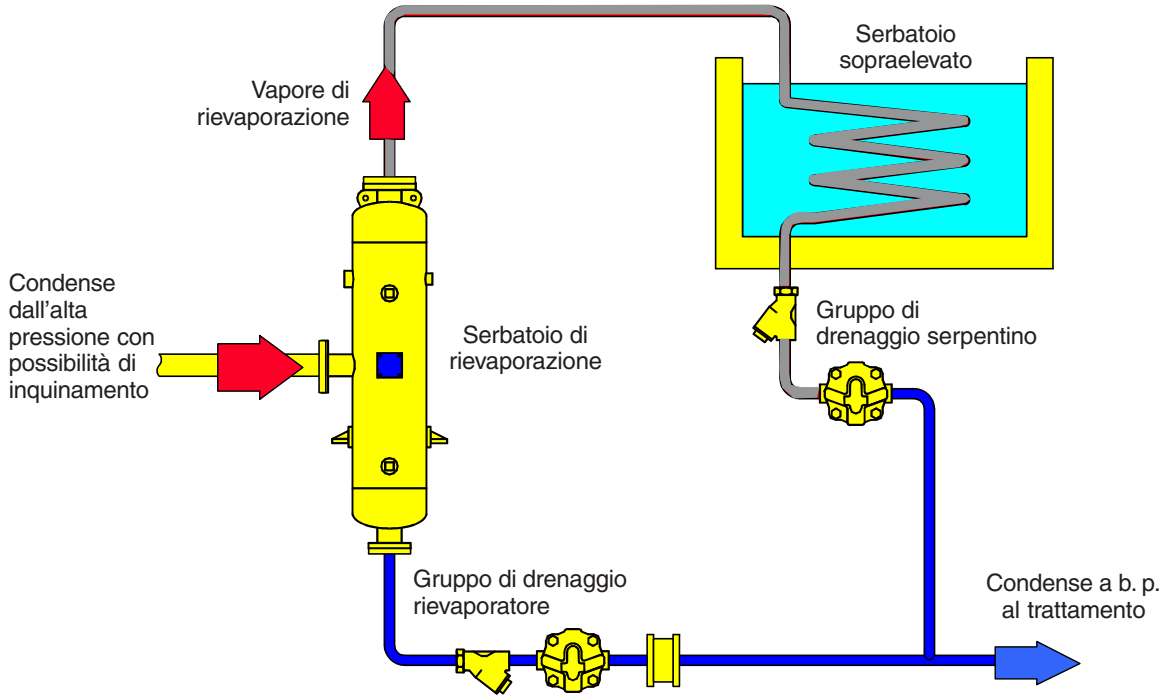


Fig. 9.2

Il condensato viene inviato ad un serbatoio per la separazione ed il ricupero del vapore di rievaporazione che viene a sua volta usato in un serpentino per preriscaldare l'acqua di alimento della caldaia.

Le condense a bassa pressione in uscita dal serpentino, unitamente a quelle del serbatoio di rievaporazione, vengono poi inviate al serbatoio di ricupero per la preparazione dell'acqua calda di lavaggio; in alcuni casi, con vapore a bassa pressione, può essere più conveniente convogliare direttamente dalle vasche di trattamento galvanico sia il condensato che il vapore di rievaporazione direttamente nei serbatoi di ricupero per la preparazione dell'acqua calda di lavaggio.

Analogamente si può realizzare il circuito di ricupero energetico per il condensato formatosi per il riscaldamento a vapore dei serbatoi della nafta usata per la combustione in caldaie. Sovente questo condensato, sospetto di essere inquinato da perdite sui serpentini di riscaldamento, viene direttamente scaricato al trattamento e/o in fogna. Il vapore di rievaporazione ricuperato da questo condensato può essere usato per preriscaldare l'acqua di integrazione.

Per ogni sistema che preveda l'uso di liquidi contaminati si dovrebbe sempre fare una revisione critica che contempli "la peggiore condizione" che possa verificarsi. Per esempio, se il condensato corrosivo dell'esempio precedente fosse passato all'interno del serpentino e fosse anche stato sotto pressione, ogni perdita dal serpentino avrebbe inquinato l'acqua di alimento della caldaia. Altri esempi: quale effetto avrebbe il blocco dello scarico in fognatura? L'entità dell'inquinamento od il valore della temperatura del condensato può essere tale da richiedere un trattamento preventivo prima dello scarico? In definitiva è il progettista ed il responsabile dell'impianto che deve decidere se vale la pena di ricuperare energia termica in condizioni critiche oppure no.

Spesso si utilizzano sistemi in grado di monitorare le variazioni di conducibilità elettrolitica del condensato: se si verifica un improvviso aumento della conducibilità significa che il condensato è inquinato.

Quando accade un simile evento si deve aprire la valvola di scarico del condensato deviandolo al circuito previsto per questa evenienza. In alcune nazioni, ad esempio la Germania, il monitoraggio della conducibilità delle condense è un obbligo di legge.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

SEZIONE 10 - VAPORE DI RIEVAPORAZIONE

Il "vapore di rievaporazione" viene rilasciato (generato) dal condensato caldo alla propria temperatura di saturazione quando la pressione venga diminuita al di sotto di quella di saturazione. Perfino l'acqua alla temperatura ambiente di 20°C bollirà quando la pressione venga diminuita sotto 0,02 bar assoluti. L'acqua a 170°C bollirà per qualsiasi pressione inferiore a 6,9 bar g. Il vapore generato dal processo di rievaporazione è perfettamente identico ed ha le stesse qualità del vapore generato in una caldaia somministrando calore all'acqua satura e mantenendo costante la pressione. Vapore è vapore!

Per esempio quando si applica un carico (consumo) ad una caldaia e la pressione del generatore diminuisce a causa di questo carico, parte dell'acqua contenuta in caldaia rievaporerà aggiungendosi alla quantità di vapore prodotto per effetto della combustione. Siccome tutto questo vapore è prodotto all'interno della caldaia viene denominato "vapore vivo".

Solo quando la rievaporazione avviene all'esterno della caldaia ed è prodotto da un abbassamento della pressione delle condense, come avviene dal lato di uscita degli scaricatori di condensa o comunque senza l'ausilio della combustione, il fenomeno viene chiamato **vapore di rievaporazione.** Questa denominazione porta sovente a credere in modo erroneo ed improprio che il vapore di rievaporazione sia in qualche modo diverso e meno pregiato del **vapore vivo.**

In qualsiasi impianto in cui l'obbiettivo principale è anche quello del massimo rendimento possibile (e questo dovrebbe essere il principio conduttore di **tutti** gli impianti) il vapore di rievaporazione dovrà essere separato dal condensato per essere riutilizzato a pressione più bassa ad integrazione del vapore vivo ridotto che fornisce le utenze che necessitano di tale alimentazione. Ogni chilogrammo di vapore di rievaporazione utilizzato sostituisce e fa risparmiare un chilogrammo di vapore vivo che dovrebbe essere fornito direttamente dalla caldaia, si evita inoltre di scaricare in atmosfera che potrebbe costituire un pericolo per la sicurezza e/o l'ambiente e danneggiare, nel tempo, anche eventuali strutture edili.

Per riutilizzare adeguatamente il vapore di rievaporazione, dobbiamo determinare e conoscere la quantità di cui potremo disporre. La portata può essere agevolmente determinata mediante calcolo oppure più semplicemente essere letta su tabelle o diagrammi (vedere esempio a pag. 12). Effettuiamo un calcolo esemplificativo facendo riferimento al serbatoio incamiciato, mostrato in figura.

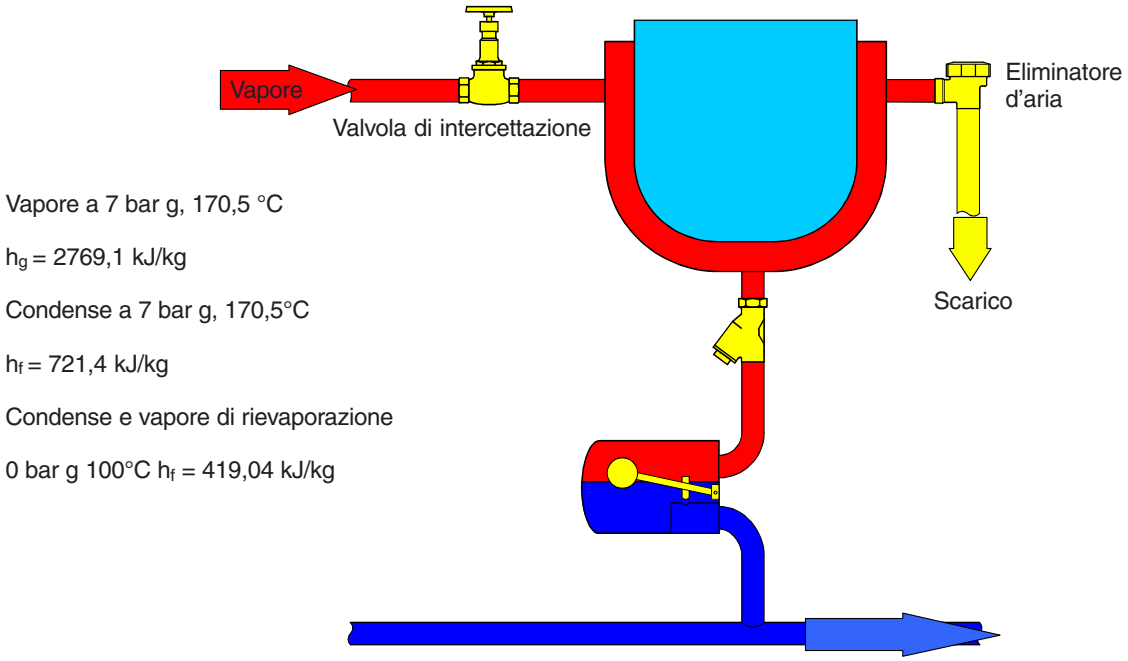

Vapore
Valvola di intercettazione
Eliminatore d'aria
Scarico
Vapore a 7 bar g, 170,5 °C
h_g = 2769,1 kJ/kg
Condense a 7 bar g, 170,5°C
h_f = 721,4 kJ/kg
Condense e vapore di rievaporazione
0 bar g 100°C h_f = 419,04 kJ/kg

Fig. 10.1

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

10.1 Quanto vapore di rievaporazione

Il condensato entra nello scaricatore sottoforma di acqua satura alla pressione di 7 bar g ed alla temperatura di 170,5°C. Dalle tavole del vapore ricaviamo che l'entalpia dell'acqua satura alle condizioni di cui sopra è di 721,4 kJ/kg.

A valle dello scaricatore la pressione del condensato è quella esistente nella tubazione di ritorno, cioè 0 bar g. A questa pressione l'entalpia dell'acqua satura è di 419,0 kJ/kg e la sua temperatura di 100°C. Per legge fisica naturale l'acqua, nelle condizioni sopracitate, non può contenere più energia od essere ad una temperatura maggiore di quella indicata.

Se ad 1 kg di acqua satura a 0 bar viene aggiunta una energia di (721,4 - 419,0 = 302,4) kJ, il risultato è che parte dell'acqua evaporerà.

L'entalpia di evaporazione a 0 bar g è di 2257 kJ/kg per cui l'apporto di 302,4 kJ genera 302,4/2257 kg di vapore.

Allo stesso modo quando 1 kg di condensato (entalpia 721,4 kJ) venga immesso nella linea di ritorno alla pressione di 0 bar g si determina un'eccedenza di 302,4 kJ sull'entalpia dell'acqua satura e questa esuberanza di energia termica genera "vapore di rievaporazione" nel rapporto 302,4/2257 kg di rievaporato per ogni kg di condensata scaricata.

Pertanto:

- Entalpia dell'acqua satura a 7 bar = 721,4 kJ/kg
- Entalpia dell'acqua satura a 0 bar = 419 kJ/kg
- Eccedenza di entalpia = 302,4 kJ/kg
- Entalpia di evaporazione a 0 bar = 2257 kJ/kg
- Proporzione di vapore di rievaporazione 302,4 / 2257 = 0,134 kg rievaporato/kg di condensa

Controllare i dati di cui sopra con il diagramma di pag. 12.

Se l'utenza utilizza vapore per 250 kg/h di condensato la quantità di vapore di rievaporazione generato dalla condensa a 0 bar g sarà:

$$0{,}134 \times 250 = 33{,}5 \text{ kg/h.}$$

10.2 Condensato sottoraffreddato e ricupero pressurizzato

Si tenga presente che se lo scaricatore di condensa è del tipo termostatico, cioè trattiene il condensato fino a che si sia raffreddato di un tot al di sotto delle temperatura di saturazione, l'entalpia dell'acqua sottoraffreddata risulterà inferiore. Nell'esempio precedente con uno scaricatore che scarica la condensa a 15°C sotto la temperatura di saturazione, l'entalpia dell'acqua (condensato) sarà di 656 kJ/kg anzichè di 721,4 kJ/kg.

Similmente se la tubazione di ritorno del condensato è collegata ad un serbatoio nel quale vi è una pressione di 1 bar g, l'entalpia dell'acqua satura scaricata dallo scaricatore sarà di 505,6 kJ/kg e l'entalpia di evaporazione sarà di 2201,1 kJ/kg. (Valori dedotti dalla tabella del vapore saturo).

La proporzione di condensato che si trasformerà in vapore di rievaporazione può essere calcolata come segue:

Entalpia dell'acqua satura a 7 bar g = 656 kJ/kg

Entalpia dell'acqua satura a 1 bar g = 505,6 kJ/kg

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Eccedenza di entalpia	= 150,4 kJ/kg
Entalpia di evaporazione a 1 bar g	= 2201,1 kJ/kg
Proporzione di vapore di rievaporazione	= 150,4 / 2201,1
	= 0,068 kg rievaporato/kg di condensa

Se l'utenza utilizza vapore per 250 kg/h di condensa, la quantità di vapore di rievaporazione generato dalla condensa a 1 bar g sarà:

0,068 x 250 = 17,1 kg/h.

10.3 Dimensionamento dei serbatoi di ricupero del vapore di rievaporazione

Per poter utilizzare il vapore di rievaporazione è necessario separare il vapore dal condensato a mezzo di apposito "serbatoio di rievaporazione".

Si tratta in genere di un serbatoio verticale (come rappresentato in figura 10.3.1); l'ingresso del condensato sarà posizionato a circa un terzo del lato verticale ed il diametro sarà tale da permettere il flusso del vapore verso l'uscita superiore con una velocità non maggiore di 3 m/s, in modo che le gocce di condensato trascinate dal vapore possano separarsi e cadere in controcorrente al vapore stesso. Una adeguata altezza sopra l'ingresso del condensato potrà garantire la separazione acqua/vapore. Il diametro del serbatoio deve inoltre essere sufficientemente largo in modo che il condensato entrante e la separazione del vapore non creino un flusso troppo turbolento (sufficiente superficie dello specchio evaporante).

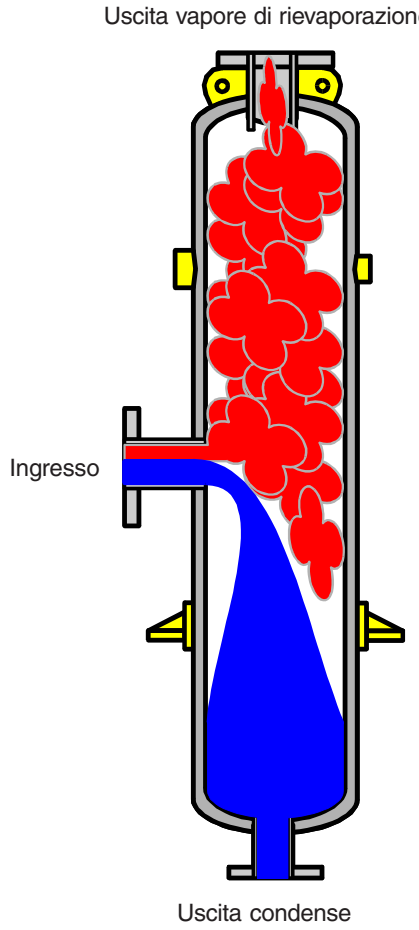


Fig. 10.3.1

Nei casi in cui vi sia una bassa pressione differenziale allo scaricatore di condensa si avranno grandi quantità di condensato corrispondenti a piccole quantità di vapore di rievaporazione.

Nella scelta del diametro del serbatoio devono essere tenute presenti tutte le condizioni sopracitate poiché ad esempio la scelta del diametro in funzione della sola velocità del vapore all'uscita può portare ad adottare un diametro troppo piccolo; sarà invece necessario scegliere il maggiore dei diametri calcolati in funzione delle varie condizioni.

Le altezze raccomandate dei serbatoi sono riportate nella tabella seguente, la quale indica altresì il diametro dell'uscita condensato. I diametri delle connessioni di ingresso condensato e di uscita del vapore di rievaporazione verranno stabiliti in modo che la velocità del vapore non superi i 15 m/s sia all'ingresso che all'uscita.

In buona parte delle applicazioni si utilizzano serbatoi standard aventi diametro nel campo da 150 a 380 mm.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Misura	Diametro mm	Altezza mm	Diametro scarico condense mm	Altezza al tronchetto di ingresso mm	Diametro ingresso e uscita vapore mm	Portata massima condense kg/h	Portata massima vapore kg/h
150	150	1100	40	282	65	900	225
200	200	1100	40	290	100	2250	450
300	300	1150	50	307	125	4500	900
380	380	1260	50	330	150	9000	1400
	460	1200	50	400	175	12700	2050
	500	1400	65	450	200	15900	2400
	600	1400	65	450	225	20400	3500
	760	1400	80	450	300	34000	5600
	920	1500	80	500	350	50000	8200

Attenzione: i dati di portata massima e le dimensioni sono indicativi e devono essere verificati in funzione delle condizioni effettive di esercizio (alta e bassa pressione, volumi specifici, tipo di applicazione).

Esempio:

Uno scambiatore di calore funziona con vapore a 5 bar g e condensa 1500 kg/h di vapore.

Il condensato scaricato è inviato ad un serbatoio di rievaporazione funzionante a 0,3 bar g.

La quantità di vapore di rievaporazione generato può essere calcolata con l'ausilio delle Tavole del Vapore; in alternativa, facendo riferimento al diagramma pressione / % vapore di rievaporazione, rileviamo che, con condensato a 5 bar g scaricato a 0,5 bar g, circa il 9 % di condensato verrà rievaporato come vapore a bassa pressione.

9 % x 1500 kg/h = 135 kg/h di vapore a 0,5 bar.

Il serbatoio di rievaporazione dovrà essere dimensionato per una portata di condensato di 1365 kg/h (1500 - 135) ed una portata di vapore di 135 kg/h.

Secondo la tabella precedente si rileva che è necessario un serbatoio di diametro nominale di 200 mm.

10.4 Requisiti necessari per l'uso appropriato del vapore di rievaporazione

Per avere la garanzia che il vapore di rievaporazione possa essere adeguatamente ricuperato ed usato è necessario soddisfare alcuni requisiti fondamentali.

1. E' essenziale disporre di una portata sufficiente di condense ad una pressione sufficientemente alta per essere sicuri di ottenere una portata di vapore di rievaporazione che renda economicamente vantaggioso il ricupero stesso.

   Gli scaricatori di condensa e le utenze ad essi collegate devono poter funzionare correttamente ed accettare una determinata contropressione imposta dal sistema di ricupero del condensato. Particolare attenzione è richiesta per il ricupero del vapore di rievaporazione da condensato proveniente da utenze controllate in temperatura; infatti a portate inferiori al pieno carico l'azione della valvola di regolazione porta la pressione nello scambiatore a valori bassi. Quando questa pressione si approssima o diventa minore della pressione del vapore di rievaporazione il ricupero diventa impossibile e si hanno anche problemi di continuità di drenaggio dello scambiatore.
2. Il secondo requisito necessario riguarda l'utilizzo del vapore a bassa pressione ricuperato. Idealmente si dovrebbero avere utenze che richiedano una portata di vapore che eguagli od

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

ecceda la portata disponibile del vapore generato per rievaporazione. Se si verificano situazioni deficitarie di vapore di rievaporazione si può integrare la portata mancante con del vapore vivo e tramite stazioni di riduzione della pressione.

Avendo invece una eccedenza di vapore di rievaporazione rispetto alla domanda occorre pensare ad uno scarico in atmosfera tramite valvola di sicurezza o preferibilmente a mezzo di opportuna regolazione della contropressione (sfioro).

Per esempio: è possibile utilizzare del vapore di rievaporazione proveniente da condensa di processo anche in un impianto di riscaldamento ma solo durante la stagione o le stagioni in cui è necessario il riscaldamento, mentre nei mesi caldi il sistema di ricupero deve essere escluso.

Dove sia praticabile, la migliore soluzione è quella di usare il vapore di rievaporazione proveniente da condensato di processo per alimentare utenze di processo e vapore di rievaporazione proveniente da condensato di riscaldamento per alimentare utenze di riscaldamento. In questo modo alimentazione e domanda dovrebbero generalmente essere in un rapporto proporzionale diretto.

3. E' preferibile scegliere un'utenza per il vapore di rievaporazione che sia ragionevolmente vicina alla sorgente delle condense ad alta pressione dato che le tubazioni per il vapore a bassa pressione debbono essere inevitabilmente di diametro sensibile e questo può creare problemi di costo di installazione. Inoltre le perdite termiche di una tubazione di grande diametro riducono i vantaggi ottenuti con il ricupero del vapore di rievaporazione: addirittura, nei casi peggiori, le perdite possono superare l'energia ricuperata.

10.5 Regolazione della pressione del vapore di rievaporazione

Una volta soddisfatti i requisiti fondamentali o raggiunto un compromesso accettabile sul modo e sulla convenienza dell'utilizzo del vapore di rievaporazione, si dovrà prendere in considerazione il metodo per il controllo della **pressione** del rievaporato.

In alcune applicazioni questa pressione si stabilizza automaticamente ad un certo valore e quindi non è richiesta alcuna azione di controllo. Quando alimentazione e domanda sono sempre in un certo rapporto e particolarmente se le utenze del vapore a bassa pressione sono parte dell'impianto che a sua volta produce le condense ad alta pressione, il sistema più semplice è quello di collegare il vapore di rievaporazione alle sue utenze senza integrazione alcuna.

La figura 10.5.1 rappresenta un'applicazione del ricupero di vapore di rievaporazione da una batteria a ranghi multipli per il riscaldamento ad alta temperatura di aria di alimentazione per un processo.

Il condensato proveniente dalla sezione ad alta pressione genera vapore di rievaporazione a bassa pressione che viene usato per il preriscaldo dell'aria fredda in ingresso alla batteria stessa. Sia la superficie di scambio della batteria di preriscaldo che la relativamente bassa temperatura dell'aria in ingresso garantiscono la condensazione del vapore a bassa pressione.

In funzione del rapporto delle temperature, la pressione del vapore di rievaporazione rimane ad un valore basso, che addirittura potrebbe raggiungere anche valori inferiori alla pressione atmosferica. Se la disposizione dell'impianto lo permette il serbatoio di rievaporazione e gli scaricatori dei preriscaldatori a bassa pressione dovrebbero essere installati sensibilmente al di sotto degli attacchi di scarico dell'utenza in modo da realizzare un battente sufficiente al funzionamento degli scaricatori stessi. La condensazione del vapore potrebbe rendere necessaria l'installazione di valvole rompivuoto per impedire che pressioni negative possano bloccare il funzionamento degli scaricatori. Naturalmente l'espulsione del condensato dagli scaricatori dovrebbe avvenire per gravità.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

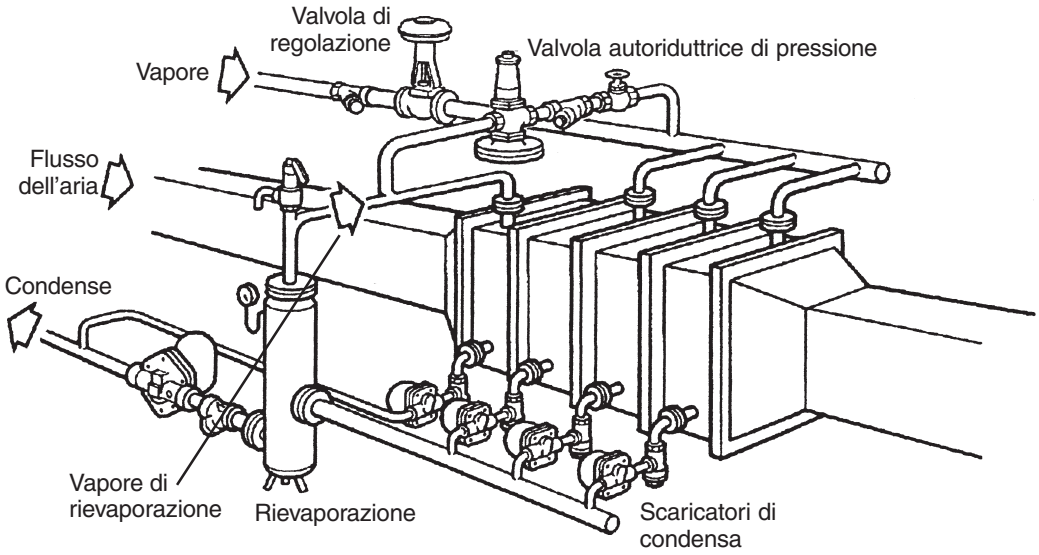


Fig.10.5.1

In alternativa si può alimentare con vapore vivo la linea del vapore di rievaporazione per assicurare che la pressione rimanga sempre ad un valore positivo. Questo assicura agli scaricatori una pressione sufficiente per lo scarico ma la batteria di preriscaldamento verrà sempre alimentata con vapore anche a carichi molto bassi e questo potrebbe causare un surriscaldamento eccessivo dell'aria. Per evitare il verificarsi di inconvenienti la valvola di riduzione della pressione dovrebbe essere controllata anche con un limite di temperatura che fornisce il consenso al funzionamento o che interdica il sistema in presenza di carichi bassi o nulli.

Un'altra soluzione alternativa è quella di derivare il vapore di integrazione alla linea del vapore di rievaporazione a valle della regolatrice di temperatura. Questo assicura la pressurizzazione della linea del vapore di rievaporazione quando la valvola di regolazione sia aperta e la portata vapore non sia al minimo.

Più generalmente il vapore di rievaporazione in uscita dal rievaporatore dovrebbe essere collegato direttamente alla tubazione del vapore a bassa pressione, a sua volta alimentata con vapore tramite una riduttrice di pressione. La pressione del vapore di rievaporazione si stabilizzerà ad un valore simile a quella esistente nella rete a bassa pressione. Il vapore di rievaporazione provvede all'alimentazione del vapore, con pressione controllata e quantità disponibile, nella rete a bassa pressione, mentre la riduttrice di pressione fornisce soltanto la portata necessaria per mantenere la pressione prefissata nella rete. Come detto precedentemente, se le utenze della rete a bassa pressione non sempre utilizzano una portata vapore superiore a quella disponibile del vapore di rievaporazione, bisognerà installare sull'impianto una valvola di sicurezza od una valvola di sfioro per il vapore non utilizzato.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

11.1 Vapore di rievaporazione - disponibilità e richiesta in sincronia

Le applicazioni in cui il consumo di vapore di rievaporazione è proporzionale alla portata di vapore vivo rappresentano l'impiego ideale in cui si può realizzare il massimo ricupero. Le batterie di riscaldamento dell'aria, viste precedentemente, sono un esempio tipico. Vi sono comunque molte applicazioni pratiche simili, fra cui anche, le installazioni per il riscaldamento ambienti a mezzo di pannelli radianti o riscaldatori a batteria.

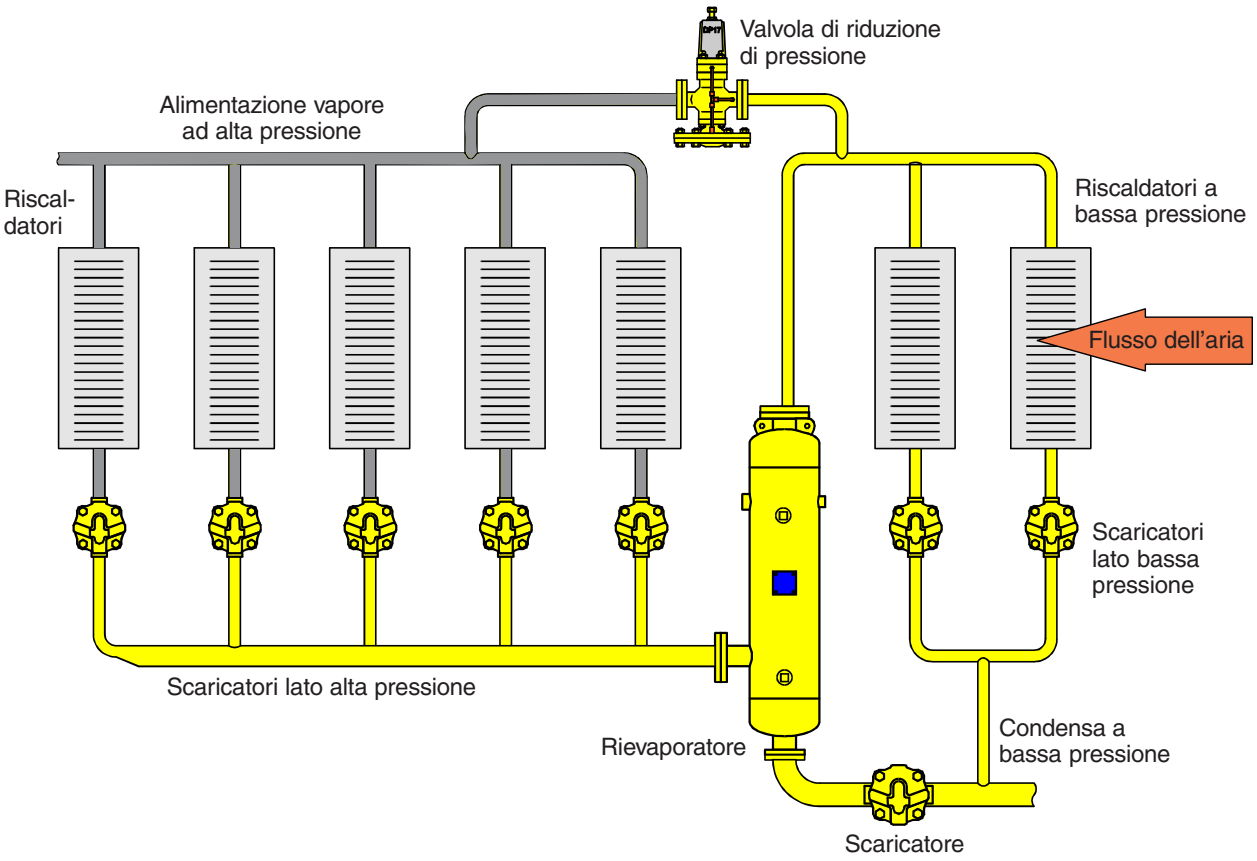


Fig. 11.1.1

La figura 11.1.1 mostra un sistema che comprende dei riscaldatori alimentati con vapore ad alta pressione. Il condensato relativo al 90% dei riscaldatori viene convogliato ad un serbatoio di rievaporazione dal quale si ricupera vapore di rievaporazione a bassa pressione per alimentare il rimanente 10% dei riscaldatori.

Con il 10% dei riscaldatori alimentati con vapore a più bassa pressione rispetto alle precedenti condizioni, l'energia termica scambiata dal sistema si riduce, sia pure marginalmente. Tuttavia raramente si trova un'installazione che non abbia sufficiente margine sul massimo carico per non accettare questa piccola riduzione. In ogni caso anche se i riscaldatori risultassero insufficienti, sarebbe certamente più vantaggioso installare un ulteriore riscaldatore, in modo da poter beneficiare del vapore di rievaporazione, piuttosto che perderne i risultati. Vi sono applicazioni in cui l'uso del vapore di rievaporazione richiede più di un riscaldatore, ma meno di due. In questo caso è meglio installare due riscaldatori piuttosto che scaricare in atmosfera l'eccesso di vapore di rievaporazione. Due riscaldatori in parallelo, generalmente, riducono la pressione del vapore di rievaporazione a

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

valori eccessivamente bassi, perfino negativi. In questo caso è senz'altro preferibile alimentare la rete del vapore di rievaporazione con vapore vivo di reintegro attraverso una valvola riduttrice di pressione. Un altro esempio, anche più semplice del precedente, in cui alimentazione di vapore vivo e vapore di rievaporazione rimangono proporzionali, è quello di un serbatoio di accumulo di acqua calda riscaldata a vapore. Generalmente questi riscaldatori si equipaggiano con un serpentino primario ed uno secondario montato inferiormente e prossimo all'ingresso dell'acqua fredda.

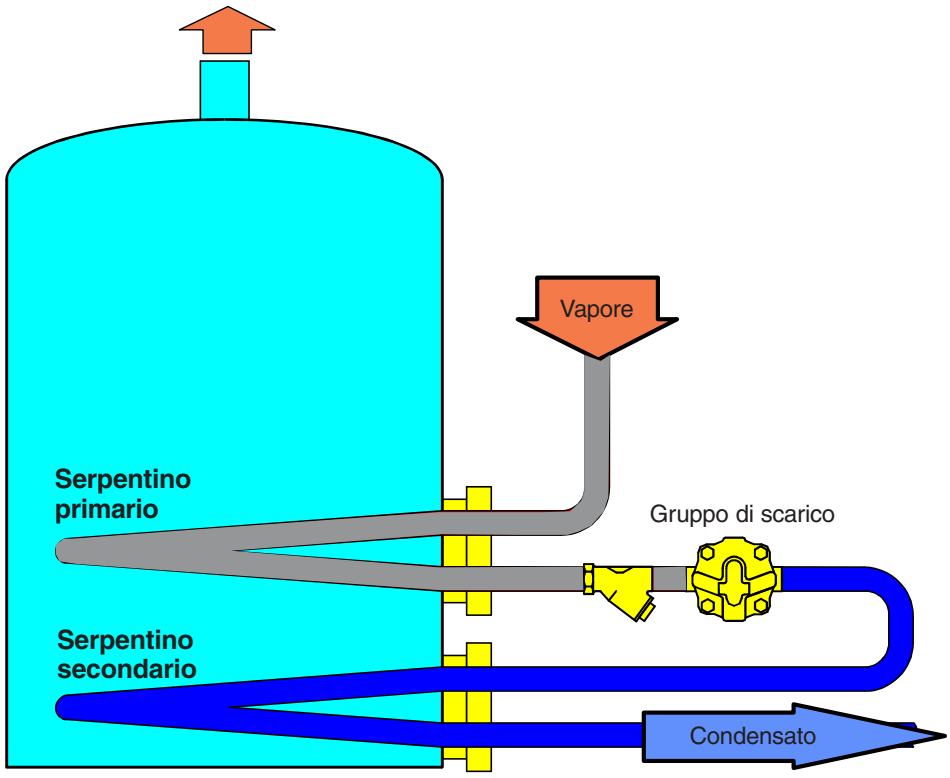


Fig. 11.1.2

Il serpentino primario è alimentato con vapore vivo ed il condensato risultante dallo scambio termico viene scaricato nel serpentino secondario, dove una parte di esso si trasforma in vapore di rievaporazione e cede la propria entalpia prima di essere scaricato come condensa a bassa pressione.

Questa idea trova un naturale sviluppo anche nella figura 11.1.3, dove il gruppo riscaldante comprende un normale scambiatore vapore/acqua, uno scaricatore di condensa a galleggiante ed un piccolo scambiatore a fascio tubiero quale preriscaldatore. Quest'ultimo scambiatore viene alimentato con le condense ed il vapore di rievaporazione che viene condensato nella parte superiore, le condense sono quindi sottoraffreddate nella parte inferiore; lo scambiatore inferiore è collegato in serie con il riscaldatore superiore e preriscalda l'acqua di ritorno dall'impianto di riscaldamento con riduzione della portata di vapore vivo impiegato.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

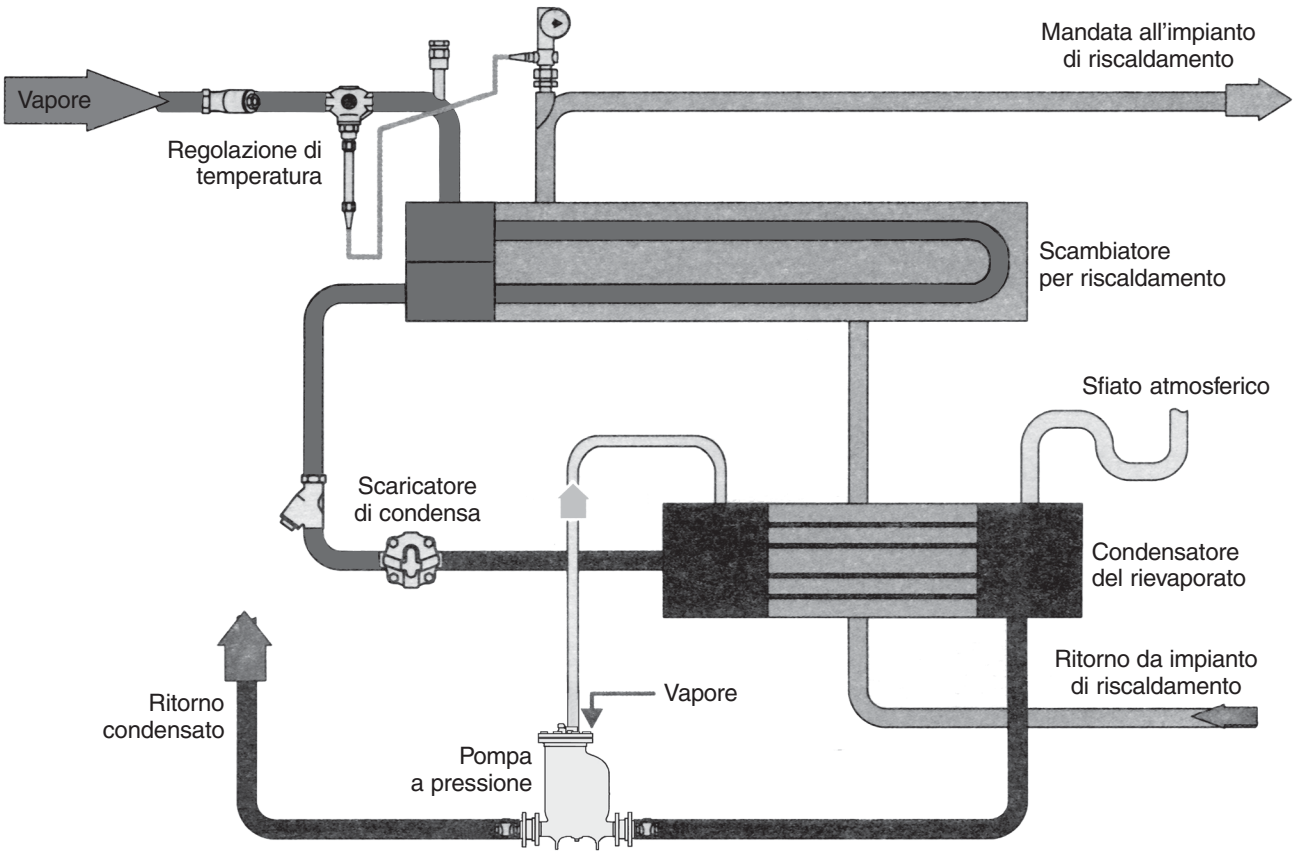


Fig. 11.1.3

Dalla figura si può notare che il preriscaldatore funziona a pressione atmosferica e che aria e gas incondensabili presenti vengono scaricati attraverso un semplice sifone ad U. Viene altresì usata una pompa a pressione per l'innalzamento del condensato nella linea di ritorno; anche il vapore di sfiato della pompa è convogliato e condensato nel preriscaldatore.

Il pompaggio del condensato viene praticamente effettuato senza alcun costo aggiuntivo.

11.2 Vapore di rievaporazione - disponibilità e richiesta non in sincronia

La figura 11.2.1 illustra un impianto in cui la portata del vapore di rievaporazione ricuperato non è sempre in sintonia con l'utilizzo che se ne può fare. Il condensato prodotto dal processo genera il vapore di rievaporazione ma l'uso che se ne può fare è solo per l'alimentazione all'impianto di riscaldamento e quindi il suo ricupero è legato alle richieste variabili di questo impianto; consumi che sono soddisfacenti durante le stagioni fredde in cui la richiesta è superiore alle disponibilità del vapore di rievaporazione.

Durante la stagione estiva, periodo in cui l'impianto di riscaldamento è inattivo o durante la primavera o l'autunno l'impianto di riscaldamento potrebbe non usare completamente od impiegare solo parzialmente il rievaporato. L'impianto quindi non sempre funziona in condizioni ideali, ma ciò nonostante è spesso possibile che l'importo del risparmio energetico effettuato durante le stagioni fredde giustifichi i costi delle apparecchiature per il ricupero del vapore di rievaporazione e per l'installazione delle stesse.

 © Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

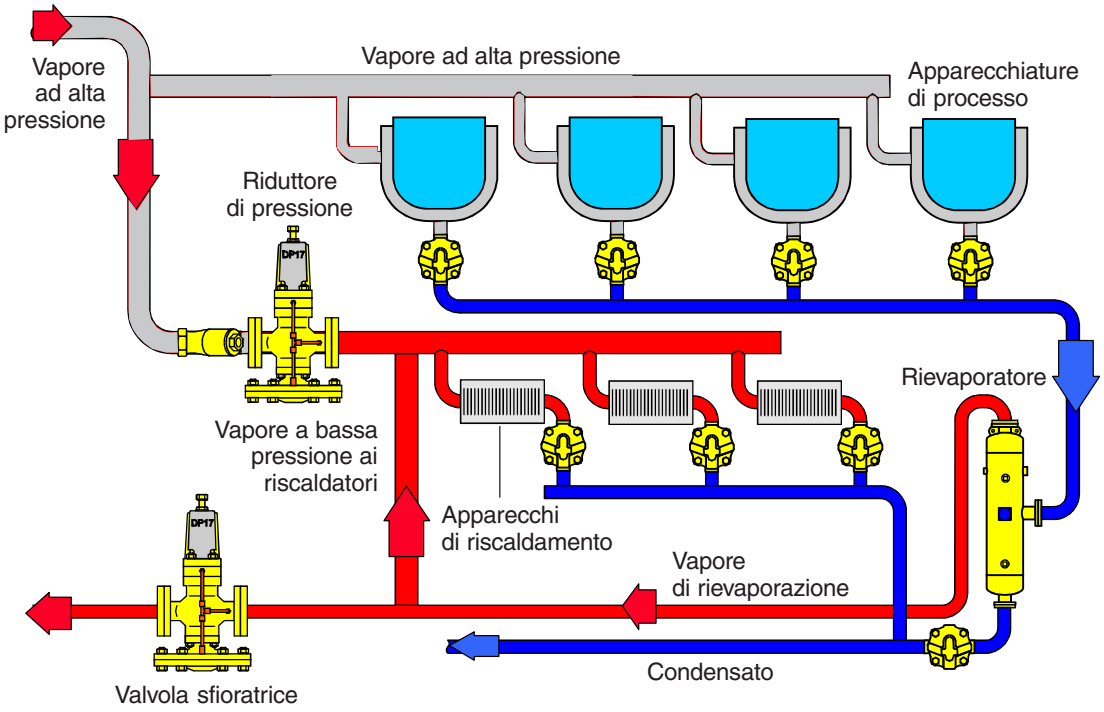


Fig. 11.2.1

Talvolta l'eccedenza di vapore di rievaporazione può solo essere scaricata in atmosfera e, come illustrato in figura, per la regolazione si dovrà impiegare una valvola sfioratrice di pressione che è da preferire ad una valvola di sicurezza che esplicherebbe una azione on / off ed è provvista di trim previsto per interventi sporadici. La valvola autosfioratrice viene tarata in modo che cominci ad aprire ad una pressione di poco superiore a quella normalmente mantenuta per l'impianto di riscaldamento.

Quando la richiesta per le utenze di riscaldamento diminuisce, la pressione del sistema tende ad aumentare, la valvola autoriduttrice del vapore di integrazione chiude; un ulteriore aumento di pressione, indicativamente 0,15 - 0,2 bar, viene tollerato prima che la valvola autosfioratrice inizi la propria azione di modulazione.

Occasionalmente, durante la stagione estiva, è preferibile bypassare il serbatoio di rievaporazione con una valvola manuale evitando un'inutile usura delle apparecchiature di regolazione. Il condensato ed il vapore di rievaporazione da questi generato saranno convogliati direttamente al serbatoio di alimento della caldaia oppure al serbatoio di ricevimento del condensato, ma, a meno che venga usata una forte quantità di acqua di integrazione, il vapore di rievaporazione sarà in questo caso scaricato da questi serbatoi all'atmosfera.

11.3 Ricupero energetico dal sistema di spurgo continuo delle caldaie

Il ricupero del vapore di rievaporazione inviato al serbatoio di alimento della caldaia oppure al degasatore e la conseguente necessità di una considerevole quantità di acqua di integrazione per condensare questo vapore ci portano a considerare che anche lo spurgo continuo dell'acqua di caldaia, previsto per il controllo del TDS (solidi disciolti) nell'acqua stessa, può essere oggetto di risparmio energetico poiché lo spurgo continuo è attivo finché la caldaia produce vapore.

Il sistema spurga una percentuale dell'acqua di caldaia ad elevata concentrazione di sali che verrà sostituita con altrettanta acqua trattata di integrazione, questo evita una eccessiva e dannosa concentrazione di sali nell'acqua di caldaia. L'acqua dello spurgo continuo ha la medesima

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

concentrazione di solidi dell'acqua circolante in caldaia, ed avendo la stessa pressione e temperatura possiede anche l'entalpia corrispondente all'acqua satura. Buona parte di questa entalpia è spesso ricuperata come vapore di rievaporazione convogliando lo spurgo continuo in un apposito serbatoio posto immediatamente a valle della valvola di controllo. Poiché il vapore di rievaporazione è pulito ed esente dalla contaminazione salina, può essere usato in altra parte dell'impianto, ad esempio per il riscaldamento dell'acqua di integrazione oppure nel degasatore, come mostrato nella figura11.3.1.

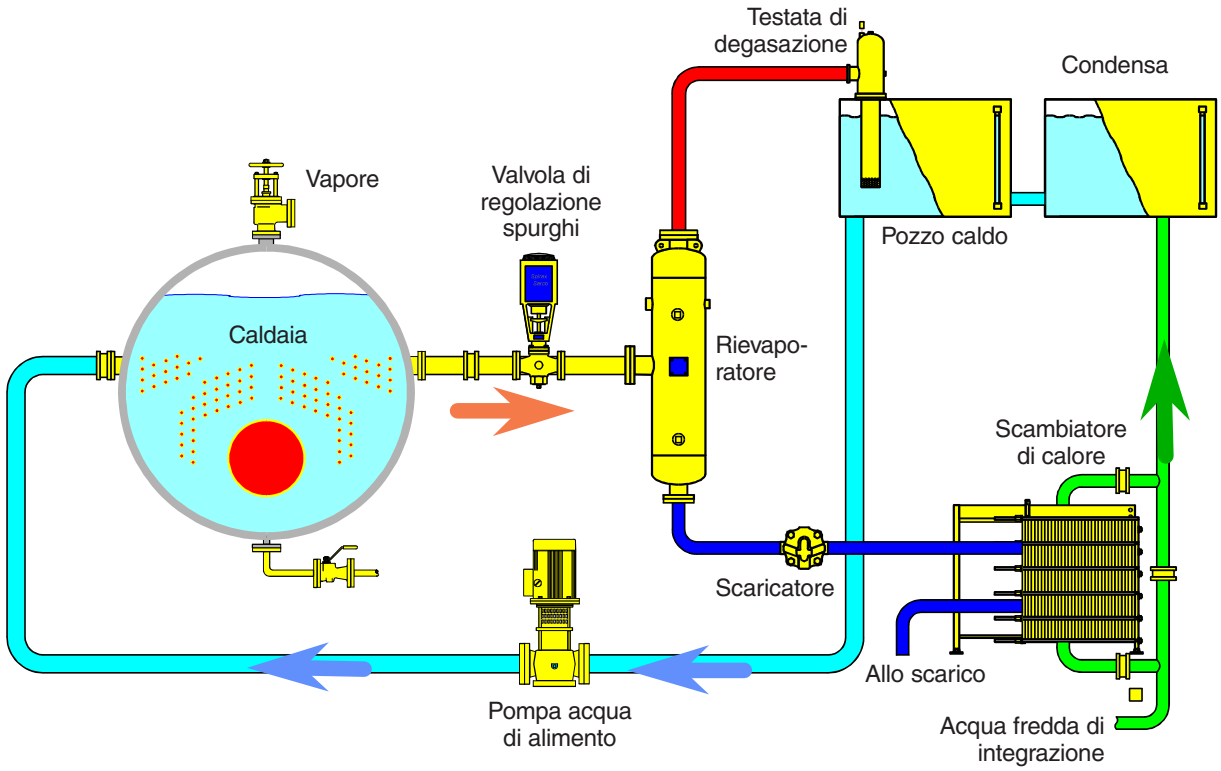


Fig. 11.3.1

Per maggiori dettagli sul ricupero dallo spurgo continuo ci si può riferire al Manuale **AC/10/01**.

11.4 Condensazione del vapore mediante abbattimento a pioggia

Nei casi in cui sia disponibile del vapore di rievaporazione a bassa pressione ma non si abbiano utenze che possano usufruirne, può essere conveniente effettuarne la condensazione invece di scaricarlo in atmosfera.

La condensazione può essere effettuata, come mostrato nella figura 11.4.1, collegando al tubo di sfogo aria del serbatoio ricevitore delle condense una camera leggera ma resistente alla corrosione e iniettando a pioggia acqua fredda nella quantità sufficiente a condensare il vapore.

La portata dell'acqua è controllata da un regolatore di temperatura con il sensore installato nel tubo di sfiato in uscita dalla camera di iniezione. Sono approssimativamente necessari 6 kg di acqua di raffreddamento per ogni kg di vapore di rievaporazione da condensare.

Se l'acqua di raffreddamento è di qualità adatta all'alimento della caldaia essa viene aggiunta al condensato nel serbatoio ricevitore altrimenti deve essere scaricata separatamente dal serbatoio ricevitore come mostrato nella parte tratteggiata della figura.

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

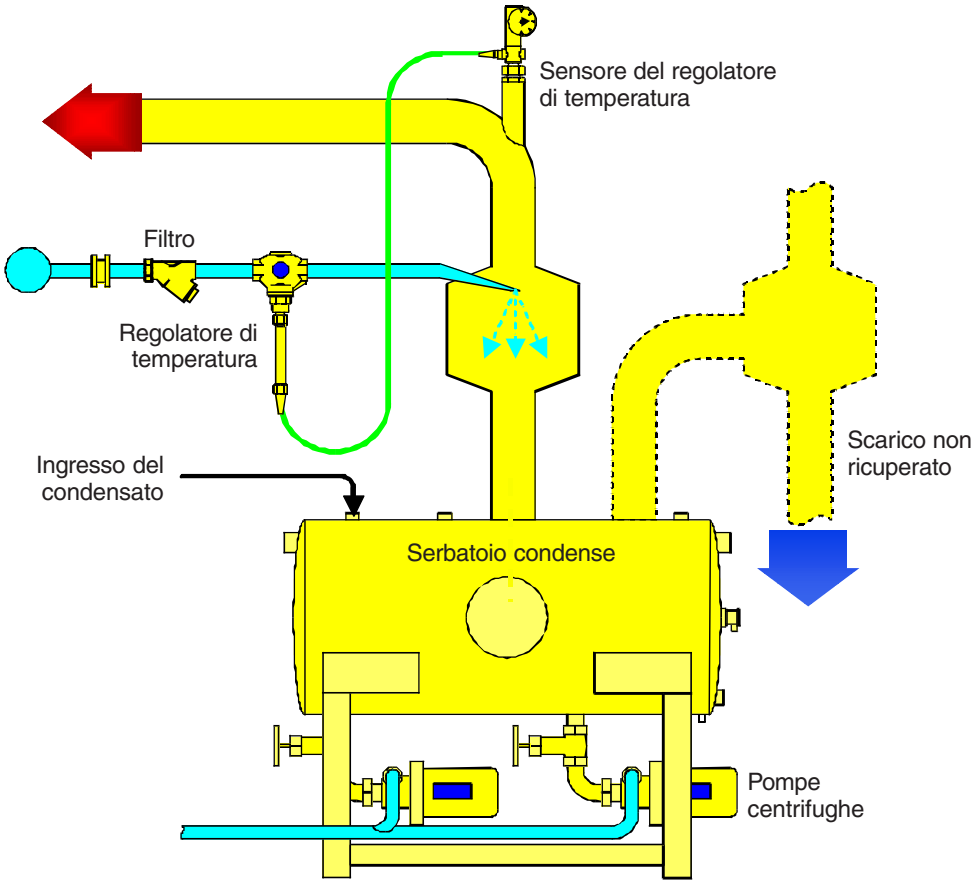
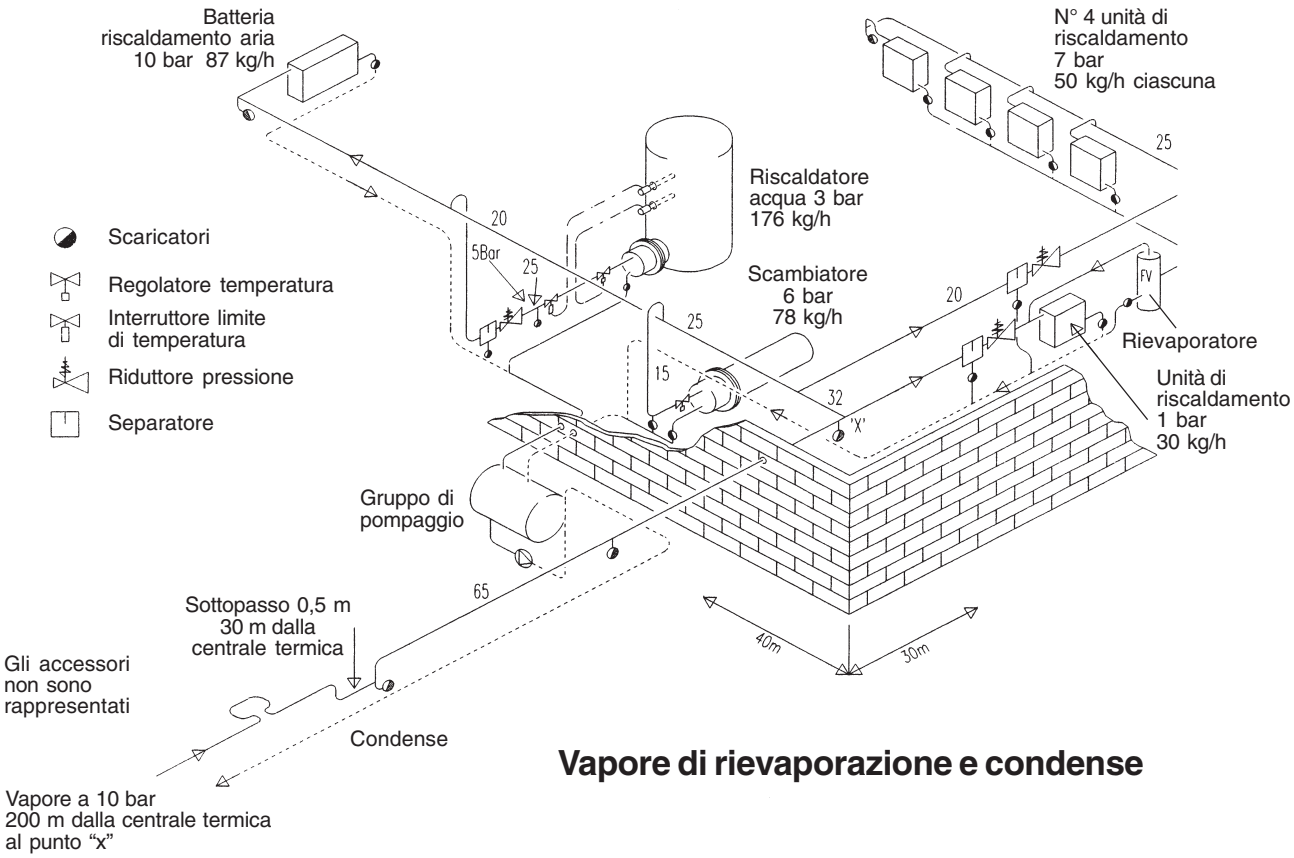


Fig. 11.4.1

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l



Vapore di rievaporazione e condense

Fig. 12.1

I numeri accanto alle linee della figura rappresentano il diametro in mm delle tubazioni
La portata di ritorno condensato alla centrale termica è di 531 kg/h.
La pressione nella tubazione di ritorno condensato è di 0,5 bar g.

1. Dimensionare le tubazioni di ritorno condensato (segnate con linea tratteggiata nel disegno) che uniscono le utenze ed il rievaporatore al serbatoio servito dalla pompa.
2. Calcolare la portata di vapore di rievaporazione nelle tubazioni di ritorno condensato.
3. Dimensionare il serbatoio di rievaporazione.
4. Dimensionare la tubazione del vapore di rievaporazione.
5. Dimensionare la tubazione di mandata pompa condensato al locale caldaia sulla base delle seguenti informazioni:
   - Portata condensato di ritorno 531 kg/h.
   - Pompa utilizzata: tipo a vapore da 1".
   - Vapore motore disponibile a 5,2 bar g - Contropressione 1,0 bar g - Innalzamento condensato di 10 m.
     La versione completa delle tabelle necessarie può essere trovata nel manuale Spirax Sarco "Engineering Data Book".

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

© Copyright 2004 Spirax-Sarco s.r.l

Certificato No. LRC 180457
ISO 9001

Spirax-Sarco S.r.l.
Via per Cinisello, 18 - 20054 Nova Milanese (MI)
Tel.: 0362 49 17.1 - Fax: 0362 49 17 307
Sito Internet: www.spiraxsarco.com/it
E-mail: marketing@it.spiraxsarco.com

AC/02/02 05-2004